CURS 4 - 5

ELEMENTE CONSTRUCTIVE ALE SISTEMELOR DE TRANSMITERE ARMONICE

În anul 1959 a fost brevetat un nou tip de transmisie mecanică, ***transmisia armonică***, prezentată la expoziția tehnică de la New York în 1960 de către inginerul american C.W. Musser, introdusă în fabricație de serie cu multiple posibilități de aplicare în construcțiile mecatronice pentru acționări de puteri mici de maxim10 kW (reductoare de uz general sau pentru utilizări speciale: construcția de avioane, rachete, sateliți, etc.).

Avantajele transmisiei armonice:

- au o construcție simplă şi compactă (gabarit redus);
- asigură rapoarte de transmitere mari: 50-150 (300):1 cu o singură treaptă;
- au capacitate ridicată de transmitere a momentelor de torsiune;
- sunt rigide şi fără jocuri;
- au precizie de poziționare excelentă şi repetabilitate;
- lucrează într-o gamă largă de temperaturi, de la criogenice la caldură extremă;
- randament ridicat;
- durabilitate mare şi ciclu de utilizare îndelungat;
- au funcționare silențioasă chiar la inversarea direcției.

Firmele producătoare au preocupări permanente de îmbunătățire a parametrilor transmisiilor armonice (proiectarea elementelor constructive componente) şi extinderea tipurilor constructive de astfel de transmisii pentru mişcarea de rotație (prin roți de fricțiune, roți danturate) sau de transformare a mişcării de rotație în mişcare de translație (transmisii armonice şurub-piuliță). În țara noastră se realizează modele de transmisii armonice la Întreprinderea Mecanică Timişoara, Întreprinderea Neptun Câmpina, Universitatea Tehnică Cluj-Napoca.

4.2. Principiul de funcționare. Clasificarea sistemelor de transmitere armonice

Funcționarea transmisiei armonice se situează între transmiterea directă a mişcării prin roți (de fricțiune sau dințate) şi cea cu elemente intermediare flexibile (curele, lanțuri, cabluri). Constructiv, transmisia armonică cu element deformator simplu se obține dintr-o transmisie planetară cu o roată centrală, parcurgând *etapele de transformare constructivă* ca în fig. 5.1.

Transmisia planetară inițială (fig. 5.1, a) are în componență următoarele elemente constructive: elementul de intrare *1* (brațul port-satelit *H*), roata centrală fixă *2*, satelitul *3*, elementul (arbore) condus *4*, elementul flexibil (sub forma de tub) *5* realizat ca un cuplaj între satelit şi arborele condus.

În fig. 5.1, b aşezarea satelitului *3* pe brațul *1* se face prin intermediul rolei *6* (element pasiv) care transformă satelitul într-un inel rigid fixat la elementul condus *4*.

Mărind diametrul rolei *6* (ca în fig. 5.1, c) până când satelitul *3* devine un inel flexibil, satelitul şi tubul-cuplaj *5* se pot realiza corp comun rezultând elementul *3-5*. În acest caz rola *6* are rolul de a obliga elementul flexibil *3-5* să ruleze pe roata centrală *2* (la transmisia planetară inițială acest rol este îndeplinit de excentricul brațului port-satelit *1*). La rotirea elementului conducător *1*, elementul flexibil *3-5* capătă deformații sub forma de unde, ceea ce justifica denumirea de transmisie "armonică".

Pozițiile *d* şi *e* din fig. 5.1 sunt reprezentările simbolice ale unei transmisii armonice formată din următoarele elemente constructive:

1 (**D**) - deformatorul (generatorul de unde);
2 (**R**) - elementul rigid;
3 - 5 (**E**) - elementul flexibil.

Clasificarea sistemelor de transmitere armonice se face după mai multe criterii astfel:

1. după *tipul constructiv* al transmisiei planetare din care provine:
   - transmisii planetare *cu o roată centrală* - fig. 5.1, d;
   - transmisii planetare *cu două roți centrale* şi satelit dublu - fig. 5.2;
2. funcție de *posibilitatea de mişcare*, transmisiile armonice pot fi :
   - *cu element flexibil rotitor* - fig. 5.1, d;
   - *cu element flexibil staționar* - fig.5.1, e;

3. după *natura suprafețelor de lucru* (contactul) între elementul flexibil şi elementul rigid:

- transmisii armonice *cu fricțiune:* cu suprafețe de contact netede, folosind roți de fricțiune - fig. 5.3, a;
- transmisii armonice *danturate*: contact între dinții prelucrați pe cele două suprafețe (angrenaj armonic) - fig. 5.3 , b;
- transmisii armonice şurub-piuliță: cu suprafețe de contact *elicoidale* - fig. 5.3, c.

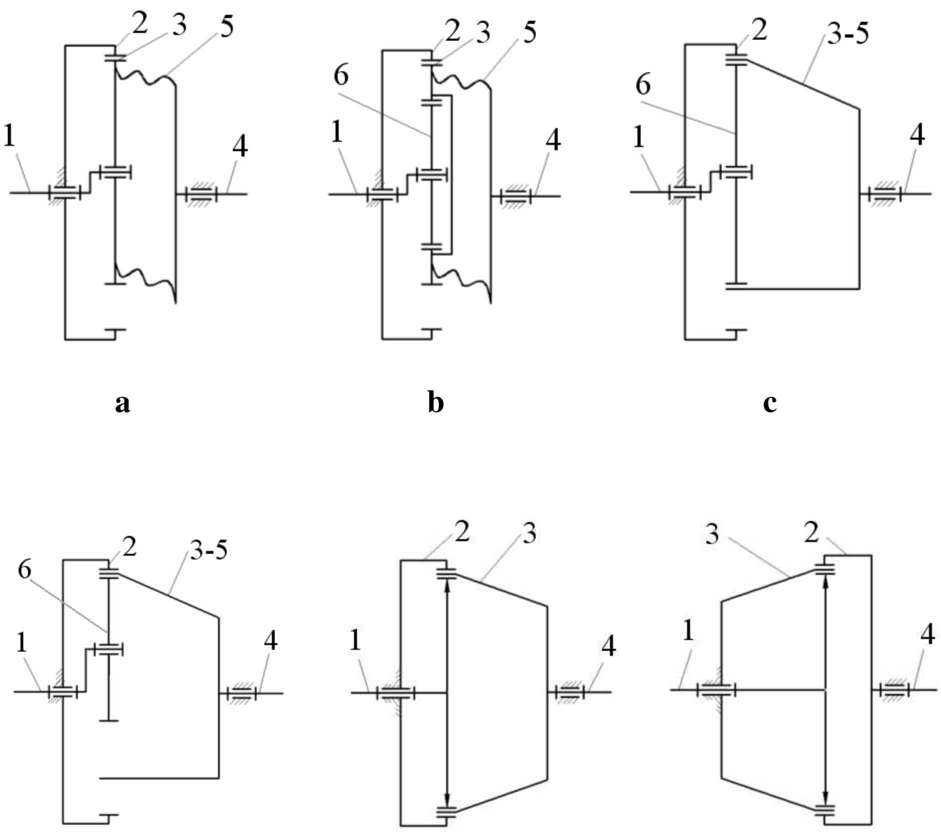
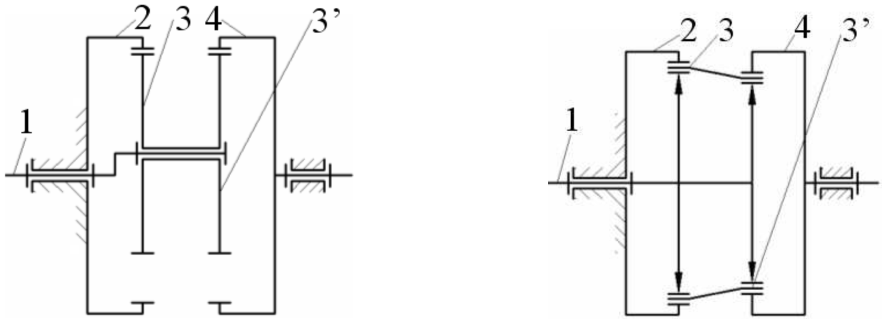
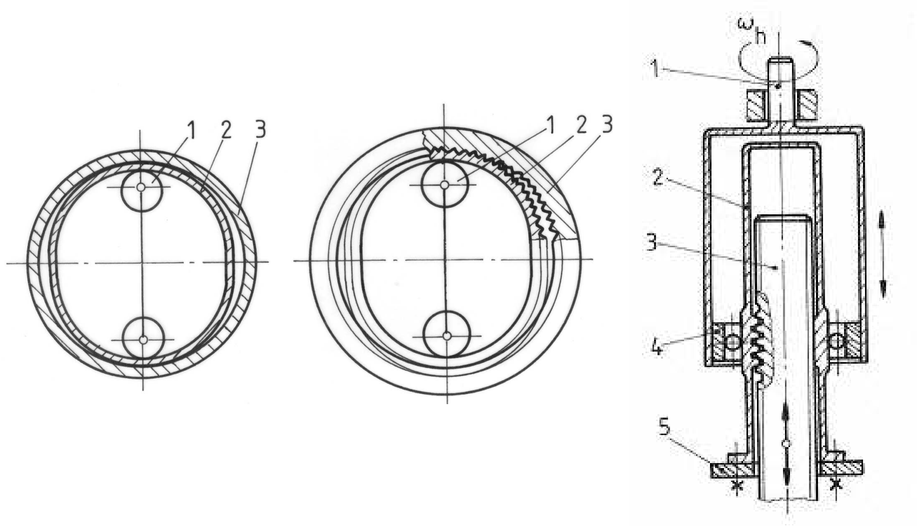


Fig. 5.1 Etapele transformării constructive



a **b**

Fig. 5.2 Transmisie armonică cu satelit dublu



a **b** **c**

Fig. 5.3 Tipuri constructive de transmisii armonice (**TA**)

Transmisia armonică, atât prin fricțiune cât şi cea danturată, realizează rapoarte de transmitere de ordinul miilor până la sute de mii şi au capacitate portantă ridicată.

4.2. Geometria elementelor constructive ale sistemului de transmitere armonic danturat

Transmisiile armonice dințate utilizate în construcțiile mecatronice au la bază schemele structural-constructive din fig. 5.1, e, f şi fig. 5.2, fiind realizate din cele trei elemente constructive specifice: deformatorul ***D*** (*1*) - cu suprafața de contact netedă, elementul flexibil *E* (*3*) şi elementul rigid *R* (*2)* - danturate.

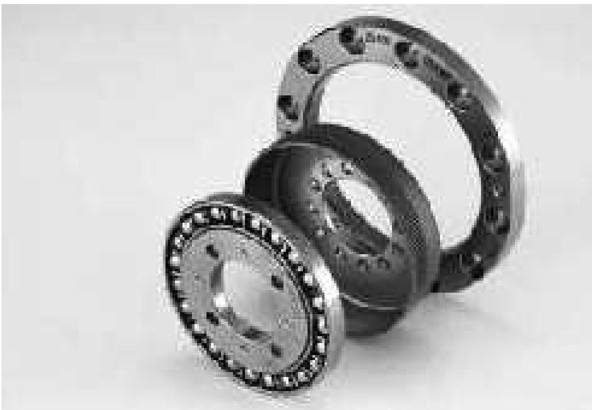


Fig. 5.4 Elementele constructive ale **TA**

Împachetarea mecanică a transmisiei armonice este un alt avantaj major deoarece formează un aranjament de arbori concentrici (intare, ieşire).

Elementul deformator (generatorul de unde) are rolul de a transmite puterea şi mişcarea de la elementul de acționare al transmisiei armonice către elementul condus, prin deformarea elementului flexibil a cărui dantură exterioară intră în angrenare cu dantura interioară a elementului rigid.

Construcția elementului deformator determină, în mare măsură, randamentul transmisiei armonice, starea de tensiuni din elementul flexibil, profilul dinților, precizia cinematică, caracteristicile dinamice şi fiabilitatea transmisiei.

După *natura construcției*, elementele deformatoare sunt: mecanice, hidraulice, pneumatice şi electromagnetice.

Tipurile constructive de elemente ***deformatoare mecanice*** folosite la sistemele de transmitere armonice sunt reprezentate schematic în fig. 5.5. Creşterea capacității portante se realizează prin obținerea mai multor zone de contact ale elementelor danturate, fiind determinată de posibilitatea stabilirii unei anumite forme a elementului flexibil.

După numărul braţelor care determină zonele de contact dintre elementele danturate, elementul deformator poate fi : *simplu*, *dublu* sau *triplu*.

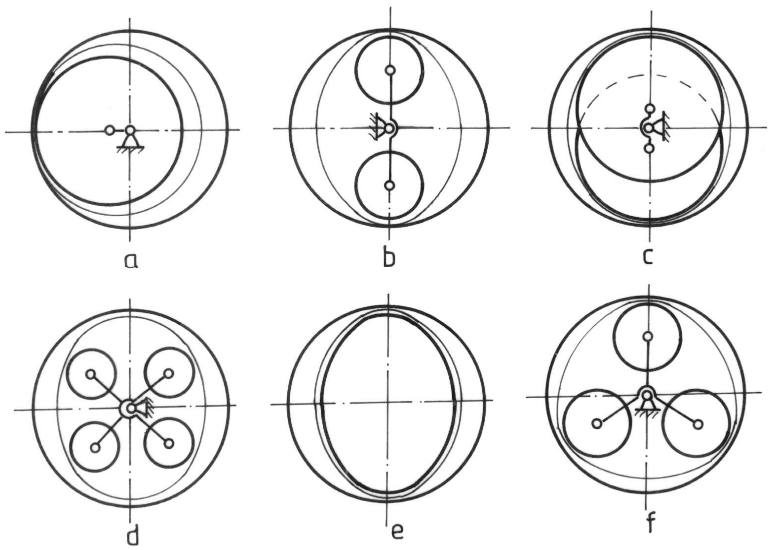


Fig. 5.5 Deformatoare mecanice - tipuri constructive

Deformatorul simplu din fig. 5.5, a este realizat sub formă de disc montat excentric faţă de elementul flexibil pe care îl deformează stabilind contactul danturii cu elementul rigid într-o singură zonă, ceea ce face ca aceasta variantă să fie mai puţin utilizată.

Deformatorul dublu asigură crearea a două unde de deformare a elementului flexibil şi poate fi realizat cu două role (fig. 5.5, b) sau cu două discuri (fig. 5.5, c), ceea ce are avantajul că realizează, pe elementul flexibil nesolicitat, o deformare pe două zone, cu unghiuri centrale relativ mari de forma unui arc de cerc cu centrul pe axele de rotaţie ale fiecărui disc.

Deformatorul cu patru role din fig. 5.5, d sau cu mai multe role permite menţinerea formei de deformare necesare pe tot perimetrul elementului (roţii) flexibil(e).

Deformatorul cu camă - fig. 5.5, e - numit şi generator cu deformare forţată, este cel mai frecvent utilizat, deoarece asigură sprijinul elementului flexibil pe tot perimetrul, ceea ce conduce la obţinerea şi

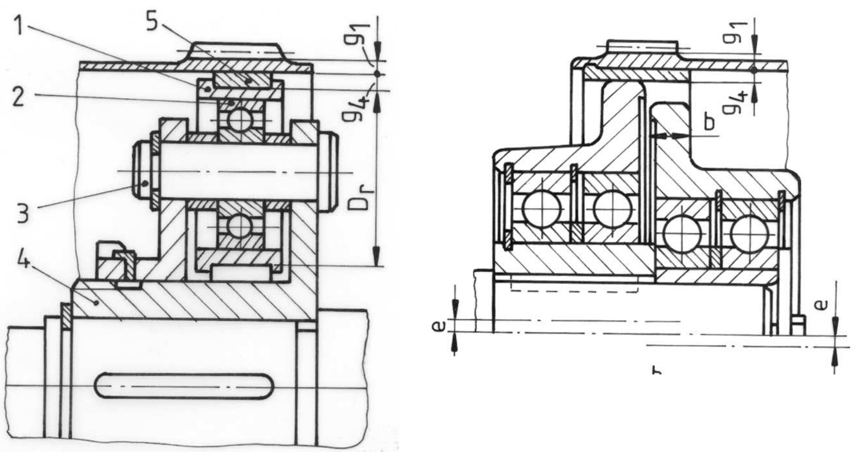
menținerea formei optime de deformare a roții flexibile sub sarcina de lucru. Generatoarele cu camă pot fi cu frecare de alunecare sau de rostogolire (între cama deformatorului şi elementul flexibil se află corpuri de rulare). Deformatoarele cu camă asigură cele mai mari capacități portante, distribuția sarcinii pe lungimea dinților este mai puțin neuniformă decât la celelelte tipuri constructive de deformatoare şi are o construcție mai compactă.

Deformatorul triplu permite, de asemenea, obținerea unei deformări îmbunătățite a elementului flexibil (în trei zone de contact cu elementul rigid) fiind realizat cu trei role (fig. 5.5, f) sau în construcție planetară cu deformare liberă în trei puncte.

Pentru transmisiile de turație înaltă (15 000…50 000 rot/min) se utilizează generatoare de undă cu frecare de alunecare şi ungere hidrodinamică în cupla generator-element flexibil. Pentru acest tip constructiv de deformator problema distribuției sarcinii pe role, discuri şi corpuri de rulare prezintă aceeaşi însemnătate pentru transmisiile armonice ca şi distribuția sarcinii pe sateliți la transmisiile planetare.

Construcția deformatoarelor este reprezentată în fig. 5.6, având elementul deformator realizat *cu role* (a) sau *cu discuri* (b).

Rolele constau dintr-un inel *1* şi un rulment *2*, dispus pe bolțul *3* de pe brațul *4*. Pentru asigurarea condițiilor corecte de angrenare la orice sarcină, se introduce un inel suplimentar *5* (care produce rigidizarea elementului flexibil) cu grosime $g_4 = 1{,}5 \cdot g_1$.



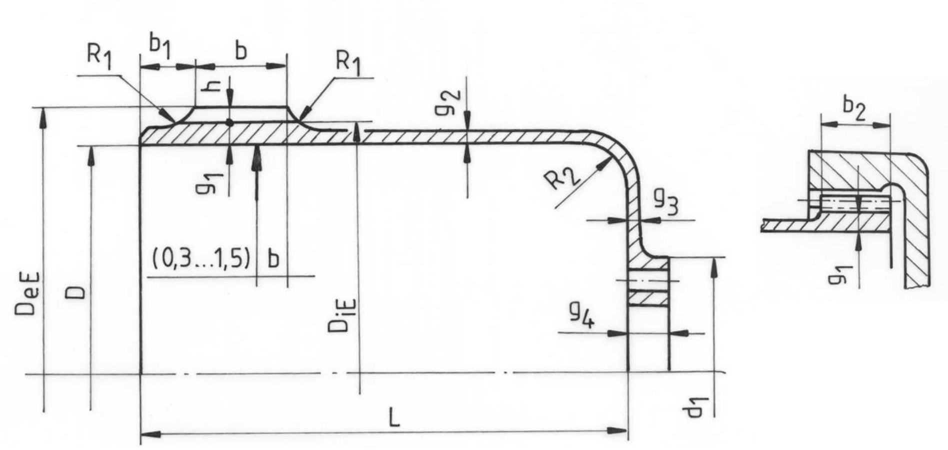
a **b**

Fig. 5.6 Construcția deformatoarelor mecanice

Elementul flexibil **-** fig. 5.7 - este cilindric, sub formă de tub de lungime L cu perete subțire, cu dantură exterioară, la care grosimea peretelui cilindric g_2, lungimea danturii b şi diametrele de divizare D_E, interior D_{iE} şi exterior D_{eE} se stabilesc din condiții de rezistență.

Pentru celelalte dimensiuni se recomandă: grosimea peretelui sub dantura g_1, diametrul flanşei de prindere d_1, lungimile danturilor b_1, b_2 şi razele de racordare r_1, r_2 date de relațiile:

$$
\begin{aligned}
& g_1 = (0.01 - 0.015) \cdot D_E > g_2 \\
& d_1 < 0.5 \cdot D_E \\
& L \geq (0.8 - 1) \cdot D_E \\
& b_1 = (0.15 - 0.25) \cdot b \\
& b_2 = (0.3 - 0.5) \cdot b \\
& r_1 = (10 - 20) \cdot m \\
& r_2 = (2 - 3) \cdot g_2
\end{aligned}
\tag{5.1}
$$



a **b**

Fig. 5.7 Construcția elementului flexibil

Datorită geometriei şi cauzelor de distrugere ale elementului flexibil (uzarea danturii şi solicitarea variabilă de încovoiere), materialele utilizate pentru construcția acestuia trebuie să aibă rezistență la oboseală de încovoiere, sensibilitate redusă la concentratorii de tensiuni şi alungiri elastice mari. Cel mai bine răspund acestor cerințe unele oțeluri şi

materiale plastice. Din prima categorie se folosesc oțelurile aliate cu crom-nichel: *19CrNi35*, *16CrNiW10*, *40CrNi15*, ***oțeluri***le ***de arc*** şi otelurile aliate cu crom *40Cr10*, cu tratament termic de îmbunătățire pentru obținerea unei durități de 28 - 34 HRC.

Pentru elementul flexibil al transmisiilor de putere foarte mică se recomandă *materialele plastice poliformaldehidice* (delrin 100) sau *bronzurile cu beriliu.*

Elementul rigid al sistemelor de transmitere armonice este similar roții centrale cu dantură interioară a reductoarelor cu angrenaje planetare cu dinți drepți. Principalele tipuri constructive de elemente rigide sunt reprezentate în fig. 5.8:

a - inel fixat cu ştifturi dispuse axial sau radial;

b - inel fixat cu şuruburi (inelul prezintă doi umeri pentru aşezarea coaxială cu deformatorul şi cu elementul flexibil);

c - inel divizat al unei transmisii fără joc (partea mobilă *1* se roteşte față de partea fixă *2*, în limitele jocului dintre flancurile dinților transmisiei, sub acțiunea arcului *3*);

d - inel realizat corp comun cu carcasa (dacă elementul rigid este imobil) sau cu corpul roții conduse (dacă elementul rigid este mobil).

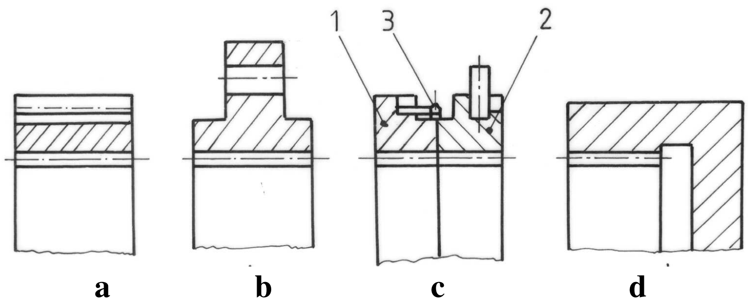


Fig. 5.8 Construcția elementului rigid

Dimensiunile elementului rigid se stabilesc astfel:

- diametrul exterior se alege din considerente tehnologice de execuție a danturii, funcție de metoda de danturare (folosind cuțit roată sau prin broşare) sau din considerente constructive de asamblare cu carcasa;

- lățimea danturii se ia cu 10% mai mare decât lățimea *b* a danturii elementului flexibil.

Deoarece solicitările elementului rigid sunt mult mai mici decât ale elementului flexibil, pentru construcția acestuia se recomandă oțeluri slab

aliate sau nealiate: *OLC 45*, *40Cr10*, ***36MoSi12***, ş.a. cu tratament termic de îmbunătăţire, sau *fonte cu grafit nodular*.

4.2. Raportul de transmitere. Corelarea numerelor de dinţi

Pentru studiul cinematic al unui sistem de transmitere armonic se utilizează analogia cu transmisia planetară.

Raportul de transmitere se calculează, pentru cele două variante constructive, cu relaţiile:

- *transmisia armonică cu element flexibil E rotitor* (fig. 5.1, d) - care este elementul condus:

$$i_{DE}^{R} = \frac{\omega_D}{\omega_E} = i_{13}^{2} = \frac{1}{i_{31}^{2}} = \frac{1}{1-i_{32}^{1}} = \frac{1}{1-\frac{z_2}{z_3}} = \frac{z_3}{z_3-z_2} = -\frac{z_3}{z_2-z_3} = -\frac{z_E}{\Delta z} < 0 \qquad (5.2)$$

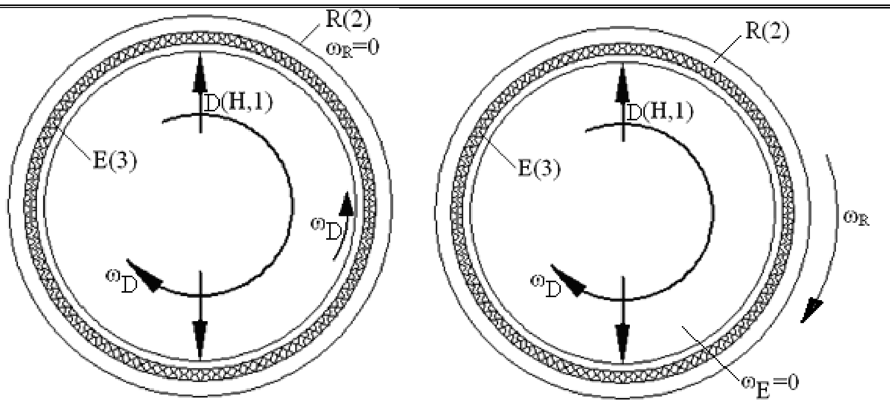
În acest caz, rezultă că vitezele unghiulare ω_E a elementului flexibil şi ω_D a elementului deformator au sensuri de rotaţie contrare (fig. 5.9, a);

- *transmisia armonică cu element flexibil nerotitor* (fig. 5.1, e) - care are ca element condus elementul rigid *2*:

$$i_{DR}^{E} = \frac{\omega_D}{\omega_R} = i_{12}^{3} = \frac{1}{i_{21}^{3}} = \frac{1}{1-i_{23}^{1}} = \frac{1}{1-\frac{z_3}{z_2}} = \frac{z_2}{z_2-z_3} = \frac{z_R}{\Delta z} > 0 \qquad (5.3)$$

de unde rezultă că viteza unghiulară ω_E a elementului condus are acelaşi sens cu viteza unghiulară ω_D a elementului conducător (deformatorul) ca în fig. 5.9, b.

În fig. 5.9 a, b este reprezentată secţiunea transversală prin elementele de bază şi vitezele unghiulare ale unei transmisii armonice cu deformator dublu şi element flexibil rotitor, respectiv staţionar (nerotitor).



a **b**

Fig. 5.9 Secțiune transversală prin transmisia armonică
a – cu element flexibil rotitor
b - cu element flexibil staționar

Din relațiile de calcul (5.2) şi (5.3) se observă că pentru obținerea unor rapoarte de transmitere *i* cu valori mari este necesar ca diferența între numerele de dinți z_2 pentru elementul rigid şi z_3 pentru elementul flexibil trebuie să fie cât mai mică, ceea ce implica realizarea unor danturi cu modul mic pe suprafețele celor două elemente (rigid şi flexibil).

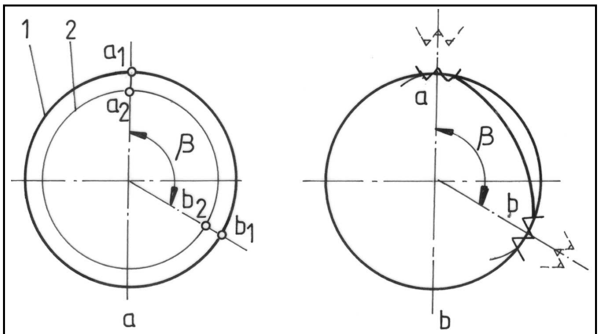


Fig. 5.10 Corelarea numerelor de dinți la transmisia armonică

Corelarea numerelor de dinți ale elementelor danturate *R* şi *E* se impune din condiția de montaj a transmisiei armonice, adică de realizare a angrenării. Înaintea introducerii elementului deformator, elementele danturate (flexibil şi rigid) sunt roți circulare concentrice (fig. 5.10, a); după introducerea deformatorului *D* în interiorul elementului flexibil *E* (*3*) trebuie să se realizeze angrenarea

între elementul flexibil şi elementul rigid (roata centrală) *R* (*2*) - fig. 5.10, b.

Dacă se notează cu *k* numărul braţelor elementului deformator, distribuite echiunghiular, rezultă unghiul de poziţie al rolelor ($\beta = 2 \cdot \pi / k$) şi se impune ca după deformarea elementului flexibil punctele a_2, a_3 şi b_2, b_3 să se suprapună, determinând zona de angrenare a dinţilor, se calculează lungimile arcelor a_2b_2, respectiv a_3b_3 în funcţie de modulul m al danturilor şi unghiul de poziţie β:

$$a_2b_2 = R_2 \cdot \beta = \frac{m \cdot z_2}{2} \cdot \frac{2\pi}{k}$$
$$a_3b_3 = R_3 \cdot \beta = \frac{m \cdot z_3}{2} \cdot \frac{2\pi}{k} \qquad (5.4)$$

Dacă în timpul angrenării axele dinţilor elementului flexibil *3* coincid cu axele braţelor deformatorului, se pot scrie egalităţile:

$$a_2b_2 = A \cdot p = A \cdot \pi \cdot m \ ; \ \ a_3b_3 = B \cdot p = B \cdot \pi \cdot m \qquad (5.5)$$

în care: A , B - numere întregi; p - pasul danturii.

Efectuând diferenţa arcelor corespunzătoare punctelor *a* şi *b* aflate pe fiecare din elementele danturate în contact, rezultă:

$$a_2b_2 - a_3b_3 = \frac{\pi \cdot m}{k} \cdot (z_2 - z_3) = (A - B) \cdot \pi \cdot m \qquad (5.6)$$

din care reiese:

$$z_2 - z_3 = N \cdot k \qquad (5.7)$$

cu: N - număr întreg, adică diferenţa dintre numerele de dinţi ale elementelor danturate dintr-o transmisie armonică trebuie să fie un multiplu al numărului braţelor elementului deformator.

Se recomandă: ***N = 1***, în care caz rezultă diferenţa numerelor de dinţi:

$$\Delta z = k = \mathbf{1;\ 2;\ 3}. \qquad (5.8)$$

5.4. Mişcările relative între elementele constructive ale transmisiei armonice

În cazul unei transmisii armonice cu deformator dublu şi element flexibil rotitor, ca în fig. 5.9, a, pentru care $\beta = \pi$, se studiază mişcările relative între elementul flexibil E şi elementul rigid R mai întâi pe cazul simplu al transmisiei armonice cu fricţiune din fig. 5.11.

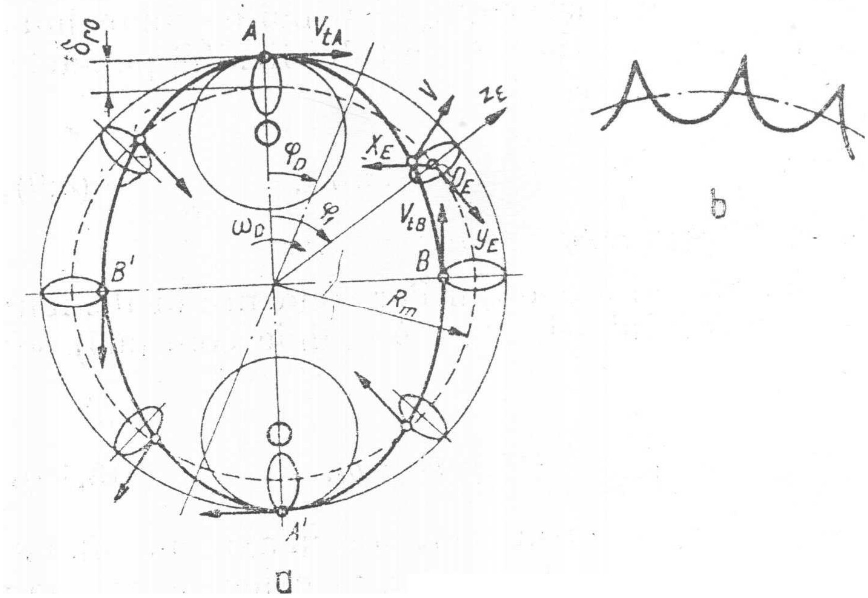


Fig. 5.11 Mişcările relative element flexibil - element rigid în transmisia armonică cu fricţiune

Se consideră elementul flexibil *E,* de grosime mică (tub cu pereţi subţiri), mobil, rulând cu suprafaţa lui mediană pe elementul rigid *R* într-un sistem de referinţă legat de suprafaţa elementului flexibil nedeformat cu originea în punctul O_E şi axele $O_E z_E$ pe direcţie radială, $O_E y_E$ pe direcţie tangenţială şi $O_E x_E$ pe direcţie axială. În lungul acestor axe se produc cele trei deplasări notate cu δ_r, δ_t respectiv δ_a. Întrucât deplasarea axială δ_a nu influenţează cinematica transmisiei (influenţează uzura şi randamentul), în cele ce urmează se va studia mişcarea relativă în planul $y_E O_E z_E$ (planul desenului).

Dacă se admite că deformatorul produce ***deformaţii radiale*** date de o funcţie periodică de forma:

$$\delta_r = F_1(\varphi_1) = \delta_{r0} \cdot \cos 2 \cdot \varphi_1 \tag{5.9}$$

unde: δ_{r0} - deformaţia maximă (iniţială) obţinută la introducerea elementului deformator în interiorul elementului flexibil;

φ_1 - unghiul de poziţie al secţiunii considerate faţă de axa mare AA' a deformatorului.

Deoarece elementul flexibil este considerat inextensibil, ***deformaţia tangenţială*** se obţine prin integrare:

$$\delta_t = -\int \delta_r \cdot d\varphi_1 = -0.5 \cdot \delta_{r0} \cdot \sin 2 \cdot \varphi_1 \tag{5.10}$$

Cele două deformaţii radială şi tangenţială dau tabloul static al deformării elementului flexibil.

La rotirea elementului deformator cu unghiul φ_D, poziţia secţiunii considerate în raport cu deformatorul este determinată de unghiul $\varphi = \varphi_1 - \varphi_D$. Astfel, imaginea în mişcare a deformarii elementului flexibil este oferită de relaţiile:

$$\delta_r = \delta_{r0} \cdot \cos 2(\varphi_1 - \varphi_D) \tag{5.11 a}$$

$$\delta_t = -0.5 \cdot \delta_{r0} \cdot \sin 2(\varphi_1 - \varphi_D) \tag{5.11 b}$$

Pentru φ_1= constant (elementul flexibil este nerotitor), relaţiile anterioare reprezintă o curbă închisă, trasată cu linie subţire (fig. 5.11, a). La rotirea elementului flexibil *E* al unei transmisii armonice, traiectoria punctului considerat pe acest element se desfaşoară ca în detaliul reprezentat în fig. 5.11, b.

Componentele vitezelor relative, radială şi tangenţială, ale punctelor de pe elementul rigid *R* se obţin prin derivarea, în raport cu timpul, a celor două deplasări :

$$\begin{aligned} v_r &= d\delta_r / dt = 2 \cdot \delta_{r0} \cdot \omega_D \cdot \sin 2(\varphi_1 - \varphi_D) \\ v_t &= d\delta_t / dt = \delta_{r0} \cdot \omega_D \cdot \cos 2(\varphi_1 - \varphi_D) \end{aligned} \tag{5.12}$$

În fig. 5.11, a sunt reprezentate fiecare din cele două componente v_r şi v_t pentru opt poziţii φ_1(pornind din punctul A, pentru o rotaţie completă, cu unghiuri egale de 45^0) ale elementului defomator *D*.

Se constată că în punctele A (când $\varphi_1 = 0$) şi B (când $\varphi_1 = \pi / 2$), corespunzătoare vârfurilor curbei descrise de elementul deformator, vitezele radiale sunt nule ($v_{rA} = v_{rB} = 0$), iar componentele tangențiale au valori maxime egale ca mărime ($v_{tA} = v_{tB} = \delta_{r0} \cdot \omega_D$) şi de sensuri contrare. Reprezentarea grafică a variației componentelor vitezei relative a elementului rigid față de elementul flexibil, la rotirea elementului deformator, este dată în fig. 5.12.

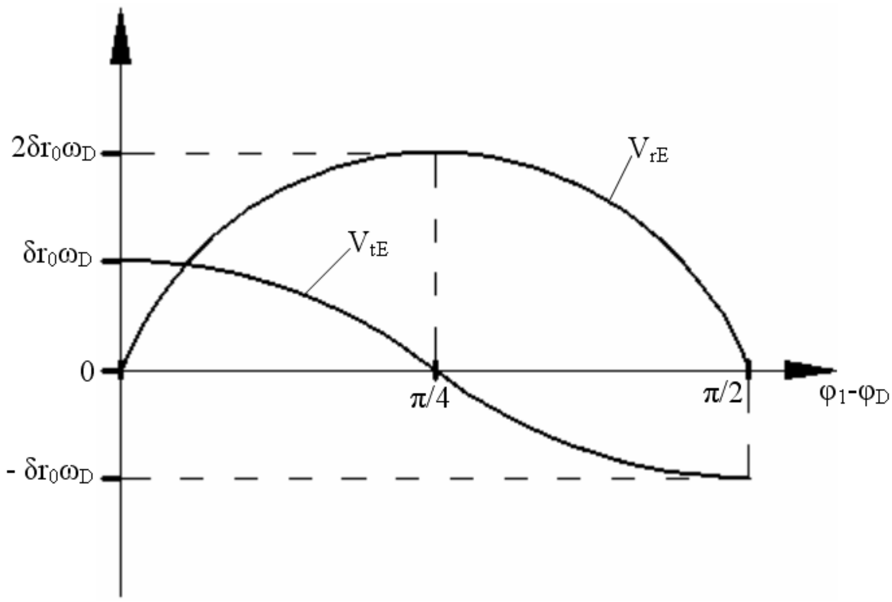


Fig. 5.12 Variația vitezelor relative element flexibil - element rigid

În cazul real, la o ***transmisie armonică dințată***, trecând de la transmisia armonică cu fricțiune, în punctul **A** are loc contactul flancurilor a doi dinți de pe elementul flexibil *E* şi rigid *R*, ca în fig. 5.13, la o distanță R_φ de la axa transmisiei. Reprezentand vitezele relative prin componentele v_{rE} şi v_{tE} pentru punctul de contact aflat pe elementul flexibil şi viteza v_R pentru punctul de pe elementul rigid, aceasta din urmă se poate stabili prin calcul, impunând condiția cunoscută din teoria angrenajelor: în polul angrenării, proiecțiile vitezelor relative ale dinților în contact pe direcția normalei comune N - N sunt egale, rezultând:

$$v_r \cdot \cos(90 - \alpha_\varphi) + v_t \cdot \cos\alpha_\varphi = v_R \cdot \cos\alpha_\varphi \qquad (5.13)$$

din care se poate scrie viteza punctului aflat pe elementul rigid:

$$v_R = v_{tE} + v_{rE} \cdot tg\alpha_\varphi \qquad (5.14)$$

Relația anterioară poate fi utilizată şi pentru calculul unghiului de profil al danturii în condițiile respectării angrenării la raza $R\varphi$, obținând:

$$\alpha_\varphi = arctg\frac{v_R - v_{tE}}{v_{rE}} \qquad (5.15)$$

dacă se cunosc cele trei viteze, între care v_{tE} şi v_{rE} sunt funcție de unghiul de pozitie φ al secțiunii.

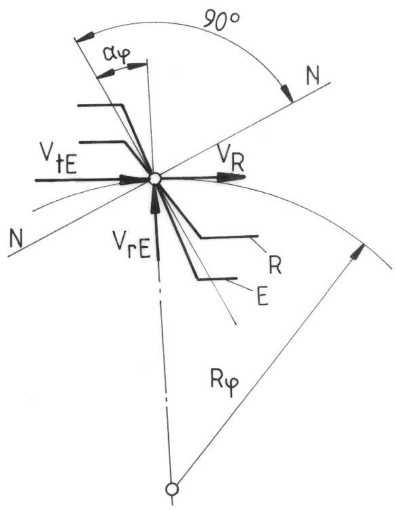


Fig. 5.14 Vitezele relative la transmisia armonică dințată

Viteza relativă v_R poate fi calculată funcție de viteza v_D a elementului deformator folosind relația raportului de transmitere:

$$i_{DE}^{R} = 1 - i_{DR}^{E} = 1 - \frac{v_D}{v_R} \qquad (5.16)$$

care scris cu relația (5.2) rezultă:

$$v_R = \frac{v_D}{1 - i_{DE}^{R}} = \frac{v_D \cdot \Delta z}{z_R} \qquad (5.17)$$

În funcție de unghiul de poziție φ_1 se evidentiază următoarele situații:

- $\varphi_1 = 0$ - angrenarea dinților are loc pe axa mare a deformatorului, când v_{tE} are valoare maximă şi $v_{rE} = 0$, de unde rezultă că viteza punctului de contact de pe elementul rigid este egală cu componenta tangențială a vitezei de pe elementul flexibil ($v_R = v_{tE}$), deci nu apare alunecare între elementele danturate;

- $\varphi_1 = \pi / 4$ - cele două componente ale vitezei elementului flexibil sunt $v_{tE} = 0$ şi v_{rE} cu valoare maximă, din care se obține viteza elementului rigid: $v_R = v_{rE} \cdot tg\alpha_\varphi$, transmiterea mişcării se realizează numai datorită efectului de pană însoțită de alunecare sub unghiul α_φ;

- $\pi / 4 < \varphi_1 \leq \pi/2$ - componenta tangențialâ a vitezei elementului flexibil v_{tE} are valori negative, iar cea radială scade (v_{rE} devine zero la $\varphi = \pi / 2$), astfel că transmiterea mişcării se poate realiza numai pe baza efectului de pană sub unghi α_φ, care creşte odată cu creşterea unghiului de poziție al brațului deformatorului.

Aceste concluzii se au în vedere la stabilirea elementelor danturii transmisiei armonice pe baza unui algoritm ce reprezintă pozițiile succesive ale dinților pentru o transmisie cu element deformator cu patru role.

Profilul dinților elementelor conjugate ale unei transmisii armonice se determină pe baza teoriei generale a angrenării, cu particularități legate de mişcările relative dintre dinți, expuse anterior.

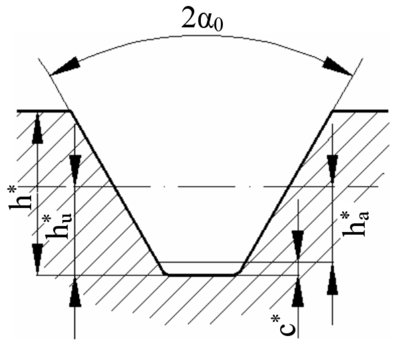


Fig. 5.15 Profilul de referință al dinților

Din punct de vedere geometric se utilizează trei *tipuri de profile*, pentru dinte triunghiular sau evolventic, elementele geometrice ale profilurilor de referință (fig.5.15) recomandate fiind indicate în tabelul 5.1, cu următoarele semnificații:

α_0 - unghiul profilului;

h_a^* - coeficientul înălțimii capului de referință;

c^* - coeficientul jocului radial de referință;

h_u^* - coeficientul înălțimii utilizabile a profilului.

Tabelul 5.1

Tipul	α_0 [^{0}]	h_a^*	h^*	c^*	h_u^*
I	20	1	1.65 - 1.95	0.35	1.3 - 1.6
II	30	1	1.6 - 1.8	0.2	1.4 - 1.6
III	20	0.35	1.35	0.35	1

5.5. Calculul de rezistență al transmisiei armonice

Pentru efectuarea calculului de dimensionare şi verificare al elementelor constructive dintr-o transmisie armonică (se va nota prescurtat **TA**), se studiază mai întâi ***solicitările*** care apar în timpul interacțiunii între elemente şi ***modurile de deteriorare*** a transmisiei.

5.5.1. Solicitări în transmisiile armonice

În fig. 5.16 este reprezentată ***schema forțelor*** care solicită elementele constructive ale unei transmisii armonice, astfel:

a - interacțiunea dintre dinți; **b, c** - interacțiunea dintre elementul flexibil şi elementul deformator. Notațiile corespund funcționării **STA** ca ***reductor*** (element flexibil rotitor şi element rigid staționar), iar notațiile cu asterix (*) pentru funcționarea ca ***multiplicator*** (element flexibil nerotitor şi element rigid mobil).

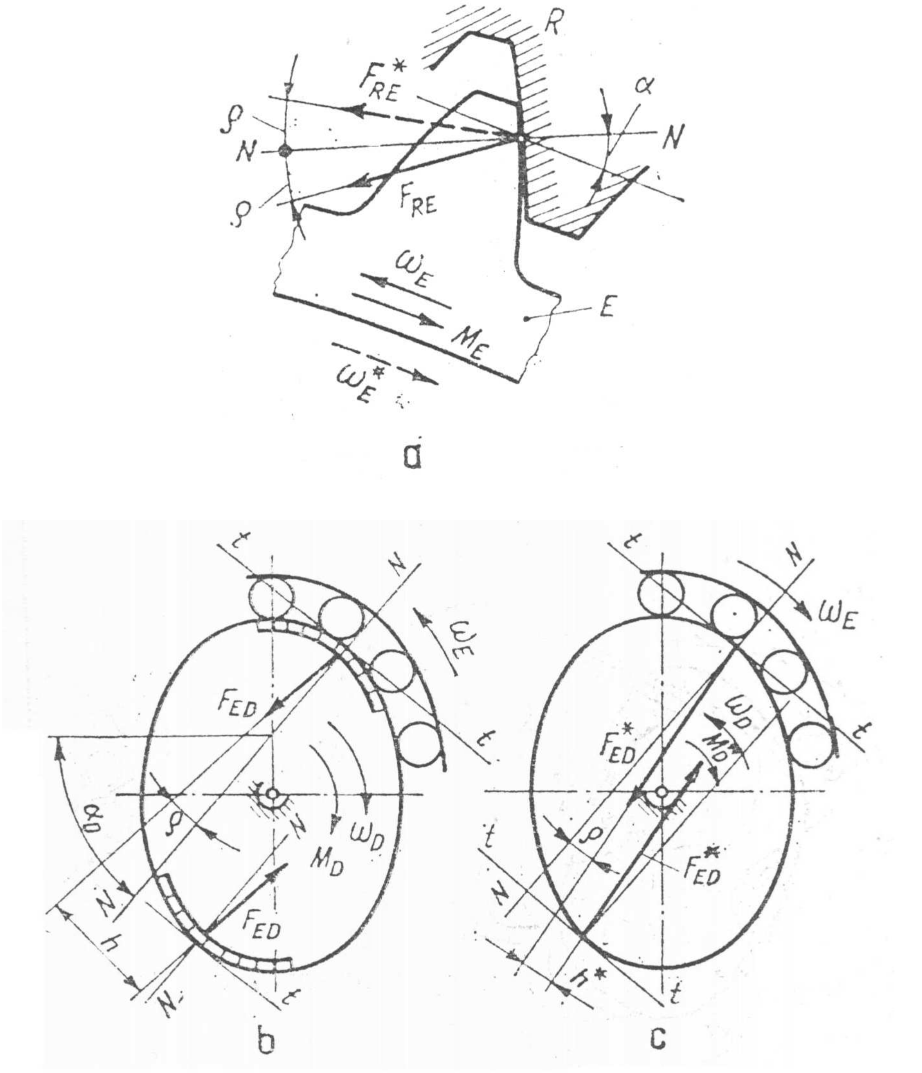
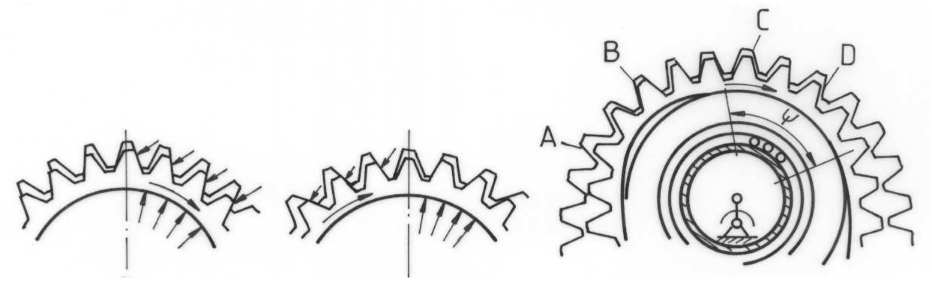


Fig. 5.16 Forțe între elementele constructive ale **STA**

a) ***Interacțiunea dintre dinții elementului flexibil E și elementului rigid R*** este pusă în evidență prin apariția unei forțe F_{RE}, respectiv F_{RE}^* aplicată în punctul de contact al flancurilor și care formează un unghi de frecare ρ față de normala comună N-N. Astfel, acțiunea elementului flexibil asupra celui rigid este data de o forță $F_{ER} = F_{RE}$, respectiv

$F_{ER}^{*} = F_{RE}^{*}$ care formează unghiul $\alpha + \rho$ pentru zona de intrare în angrenare şi unghiul $\alpha - \rho$ pentru zona de ieşire din angrenare(la transmisia armonică reductoare), respectiv unghiurile $\alpha - \rho$ şi $\alpha + \rho$ (la transmisia armonică multiplicatoare).

Schimbarea formei elementului flexibil influenţează şi condiţiile angrenării, existând următoarele posibilităţi reprezentate în fig. 5.17.



I **II** **III**

Fig. 5.17 Condiţii de angrenare în **STA**

I - zona de angrenare coincide cu zona de apăsare a elementului deformator pe elementul flexibil: intervine la transmisiile cu parametrul δ_{r0} mult mai mic decât modulul m al danturii, iar coeficienţii deplasărilor de profil sunt $x_R < x_E$;

II - zona de angrenare este în urma zonei de apăsare: pentru cazul când $\delta_{r0} >> m$ şi $x_R > x_E$;

III - angrenare cu deformare extinsă, la care interacţiunea din angrenaj se produce într-o zonă mărită (există un număr mare de dinţi în contact simultan) şi este caracterizată prin apariţia a trei zone distincte: de intrare în angrenare, de angrenare propriu-zisă (deoarece nu există mişcare relativă între dinţi elementul flexibil şi cel rigid funcţionează ca îmbinare) şi zona de ieşire din angrenare. Aceasta variantă de interacţiune dintre elementul flexibil şi elementul rigid asigură capacitatea portantă maximă transmisiei armonice şi se obţine cu următorii parametri: $\delta_{r0} = (1...1.1) \cdot m$ şi $x_R \cong x_E$.

b) ***Interacțiunea dintre elementul flexibil E şi elementul deformator D*** este caracterizată de apariția unei forțe F_{ED}, respectiv F_{ED}^* aplicată în punctul de contact al rolelor elementului deformator cu elementul flexibil şi care formează un unghi ρ cu direcția normalei comune N -N.

Se constată că mărimea brațului h al cuplului de forțe F_{ED} este mai mare în regim de reductor (fig. 5.17, b) decât mărimea h^* în cazul funcționării transmisiei armonice ca multiplicator (fig. 5.17, c), iar mărimile forțelor sunt în proporție inversă: $F_{ED} << F_{ED}^*$ la transmiterea aceluiaşi moment de torsiune M_D.

Asupra mărimii forțelor F_{ED}, respectiv F_{ED}^* şi a distanțelor h, respectiv h^* influențează şi tipul interacțiunii dintre elementele danturate E şi R, cum arată fig. 5.16.

La variantele de angrenare ***I*** şi ***II*** din fig. 5.17, cu deformare limitată a elementului flexibil, corespunde o localizare a interacțiunii din angrenaj şi dintre elementul flexibil şi deformator cu braț h, respectiv h^* mic, rezultând o solicitare locală cu distribuție elipsoidală cu un maxim mai pronunțat, deci forța rezultantă F_{ED} mai mare (fig. 5.18, a).

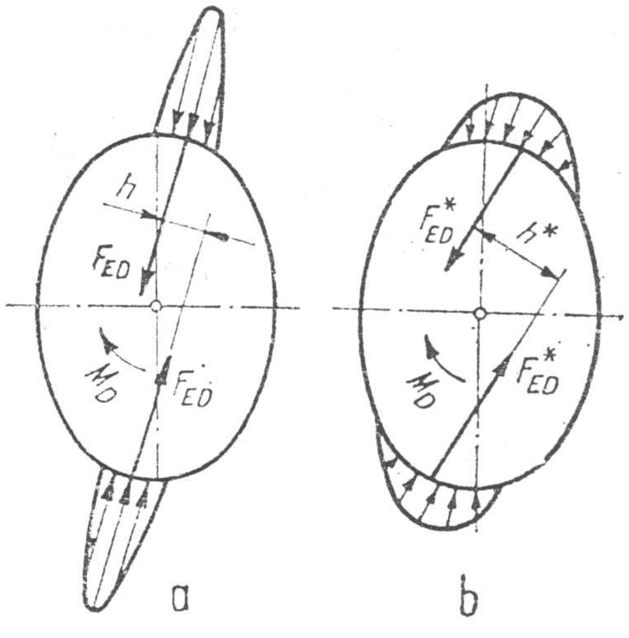


Fig. 5.18 Solicitări de contact între E - D la **STA**

La varianta de angrenare ***III*** din fig. 5.17, cu deformare extinsă, interacţiunea se produce într-o zonă mărită, şi corespunzător este mărită şi zona de interacţiune dintre elementul flexibil şi elementul deformator (ca în fig. 5.18, b) care are un maxim al elipsoidului tensiunilor de contact mai coborât, ceea ce implică apariţia unei forţe rezultante F_{ED} mai mică cu braţul cuplului de forţe de interacţiune h^* mai mare.

Forţele de interacţiune dintre elementele danturate (flexibil, rigid) şi dintre elementul flexibil şi elementul deformator produc solicitări complexe în elementele constructive ale transmisiei armonice danturate. ***Distribuţia tensiunilor*** în elementul cel mai solicitat (elementul flexibil) poate fi pusă în evidenţă prin utilizarea unor traductori rezistivi (mărci tensometrice) montaţi(e) pe corpul elementului flexibil în timpul rotirii elementului deformator. Mărimea şi sensul acestor tensiuni depind de: condiţiile de angrenare cu elementul rigid, turaţia deformatorului, numărul braţelor deformatorului şi sarcina (încărcarea) ce trebuie transmisă.

În toate variantele de încărcare, tensiunile la funcţionarea în regim de multiplicator a transmisiei armonice sunt cu 5 - 10% mai mari decât la funcţionarea ca reductor, pentru acelaşi moment la elementul flexibil.

5.5.2. Modurile de deteriorare a transmisiilor armonice

Datorită construcţiei şi funcţionării **TA** în regim dinamic, pentru transmiterea puterii şi mişcării de la elementul conducător la elementul condus, solicitările care apar la interacţiunea elementelor constructive (deformator, flexibil şi rigid) pot determina distrugerea acestora prin următoarele fenomene:

- ***uzarea flancurilor dinţilor*** elementelor flexibil şi rigid (condiţie utilizată în calculul de dimensionare);
- ***forfecarea dinţilor*** la bază: solicitare mai puţin importantă datorită dimensiunilor mici ale dinţilor;
- ***ruperea prin oboseală a elementului flexibil*** (condiţie de verificare la solicitarea variabilă de torsiune a elementului flexibil);
- ***încălzirea*** transmisiei armonice (condiţie de verificare a limitei termice);
- ***durabilitatea rulmenţilor elementului deformator*** - este impusă de beneficiar sau proiectant, urmată de alegerea rulmenţilor standardizaţi pe baza algoritmului de calcul prevăzut de firmele producătoare;

- ***rigiditatea elementului deformator şi elementului rigid*** - condiție constructivă în cazul apariției suprasarcinilor.

Practic, s-a constatat că, respectând recomandările privind construcția elementelor unei transmisii armonice, calculul de rezistență se poate reduce la:

a) dimensionarea danturii din condiția de rezistență la uzare;

b) verificarea elementului flexibil la oboseală;

c) calculul termic.

a) Dimensionarea danturii elementelor flexibil şi rigid

În vederea asigurării unei durabilități ridicate pentru transmisiile armonice, se limitează tensiunea de contact dintre dinții în angrenare, considerând distribuția acesteia uniformă pe flancurile dinților.

Pentru cazul cel mai utilizat al unei danturi triunghiulare a dinților elementului flexibil *E*, schema de calcul este reprezentată în fig. 5.19, folosind următoarele notații: h_a - înălțimea activă a dinților; α - unghiul profilului dintelui; σ_k - tensiunea de contact.

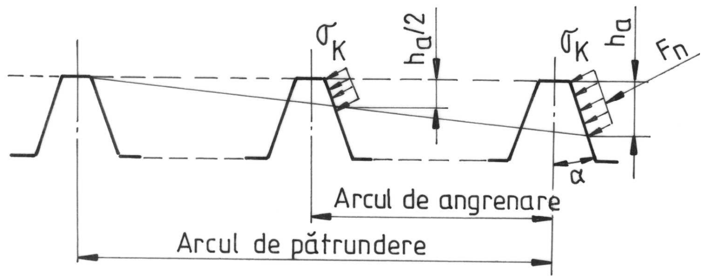


Fig. 5.19 Schema încărcării dinților

Dacă se iau în considerare numai contactele cu înălțimea între $(0.5...1)\cdot h_a$ se stabileşte ***tensiunea medie de contact*** între elementul flexibil şi elementul rigid în funcție de forța normală rezultantă pe flancul dintelui F_n şi suprafața totală de contact S cu relația:

$$\sigma_k = \frac{F_n}{S} = \frac{F_t / \cos\alpha}{S} \le \sigma_{ak} \qquad (5.18)$$

în care: F_t - forța tangențială (periferică) transmisă între elementele danturate este calculată prin raportul:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_c}{D_E} \tag{5.19}$$

unde: T_c este momentul de torsiune de calcul transmis de arborele de turație mică al transmisiei armonice:

$$T_c = c_s \cdot T_E \tag{5.20}$$

considerând un coeficient de serviciu:

$$c_s = c_1 \cdot c_2 \tag{5.21}$$

în care: c_1, c_2 - coeficienți care țin seama de suprasarcini (tabelul 5.2), respectiv de clasa de precizie a execuției (tabelul 5.3) şi $D_E = m \cdot z_E$ - diametrul de divizare al elementului flexibil, m - modulul danturii, z_E - numărul de dinți pentru elementul flexibil.

Suprafața totală de contact S se apreciază cu relația:

$$S = 0.75 \cdot h_a \cdot b \cdot z_a \tag{5.22}$$

în care: $h_a = k_h \cdot m$ - înălțimea activă a dintelui;

$b = \psi_d \cdot D_E$ - lățimea zonei de contact a dinților elementului rigid;

$z_a = k_z \cdot z_E$ - numărul de dinți cuprinşi în arcul de angrenare.

Valorile medii pentru coeficienții din relațiile anterioare sunt: $k_h = 1.3$, $k_z = 0.2$ şi $\psi_d = 0.15...0.30$ (la transmisii de putere).

Din condiția (5.18) ca tensiunea efectivă de contact să nu depăşească tensiunea admisibilă, se stabileşte relația de calcul a diametrului de divizare pentru elementul flexibil:

$$D_E = \left(\frac{8 \cdot T_c}{3 \cdot k_h \cdot k_z \cdot \psi_d \cdot \sigma_{ak} \cdot \cos\alpha} \right)^{1/3} \tag{5.23}$$

care se rotunjeşte la o valoare superioară întreagă standardizată.

Tensiunea admisibilă de contact are valori recomandate astfel:

- pentru transmisiile armonice de uz general (elementele danturate din oțeluri îmbunătățite cu cca. 300 HB): σ_{ak} = ***10 ... 30*** MPa;

- pentru sarcini de scurtă durată şi la turații mici ale elementului deformator (zeci de rot/min): σ_{ak} < ***100*** MPa.

Numerele de dinți z_E şi z_R se stabilesc în funcție de raportul de transmitere i şi diferența numerelor de dinți ale elementului rigid şi elementul flexibil Δz pentru cele două tipuri constructive de transmisii armonice:

- cu element flexibil rotitor:

$$z_E = i \cdot \Delta z \quad ; \quad z_R = z_E + \Delta z \tag{5.24}$$

- cu element flexibil nerotitor :

$$z_R = i \cdot \Delta z \quad ; \quad z_E = z_R - \Delta z \tag{5.25}$$

Modulul danturii elementului flexibil si elementului rigid se stabileste din relatia diametrului de divizare:

$$m = \frac{D_E}{z_E} \tag{5.26}$$

Tabelul 5.2

M_{max} / M_{nom}	Coeficientul c_1		
	Raportul de transmitere		
	100 – 160	160 – 250	250 – 400
1.2	1	1.1	1.2
1.6	1.1	1.2	1.3
2.5	1.2	1.3	1.4

Tabelul 5.3

Clasa de precizie	Coeficientul c_2		
	Turația deformatorului [rot/min]		
	1000	**1000 – 1500**	**1500 – 3000**
7 C	1	1.15	1.4
7 X	1.07	1.20	1.5
8 X	1.20	1.35	-

b) Verificarea elementului flexibil la oboseala

Practic, la transmisiile armonice calculul elementului flexibil la solicitări variabile de torsiune constă în determinarea tensiunii efective

τ_{tE} şi compararea cu tensiunea admisibilă τ_{ta}, cu îndeplinirea inegalităţii: $\tau_{tE} \leq \tau_{at}$.

Tensiunea efectivă de torsiune din elementul flexibil este dată de relaţia:

$$\tau_{tE} = T_c \cdot c^3 \cdot \psi_g / D_E^{\,3} \tag{5.27}$$

în care: c - coeficient care ţine seama de repartiţia eforturilor în elementul flexibil, cu valori indicate în tabelul 5.4 funcţie de raportul dimensiunilor principale L/D şi valoarea raportului de transmitere;

$\psi_g = D_E / g_2$ - coeficientul de grosime, dat în tabelul 5.5.

Tabelul 5.4

L / D	**Raportul de transmitere**		
	100 – 160	160 – 250	250 – 400
≥ 0.5	14	13	12
0.15…0.3	16	15	14

Tabelul 5.5

Raportul de transmitere	**Grupa de material**		
	I	**II**	**III**
100 – 160	80	85	90
160 – 250	85	90	95
250 – 400	90	95	100

Pentru grupa de material se recomandă următoarele categorii:

I - 19CrNi35, 40MoCrNi13;
II - oţeluri de arc, 41CrNi12;
III - 40Cr10

Rezistenţa admisibilă la torsiune se calculează cu relaţia:

$$\tau_{at} = 0.22 \cdot R_{p0.2E} \cdot c_3 / c_a \cdot K_\tau \tag{5.28}$$

în care: $R_{p0.2E}$ - limita de curgere a materialului elementului flexibil;

c_3 - coeficient care ţine seama de condiţiile de lucru şi durabilitatea impusă (tabelul 5.6);

c_a - coeficient de siguranță admisibil; are valori recomandate pentru:

- maşini de ridicat: $c_a \geq 1.6$;
- alte acționări : $c_a \geq 1.4$;

iar $K\tau$ - coeficient de concentrare a tensiunilor alese din tabelul 5.7.

Tabelul 5.6

Durata de funcționare	**Regimul de lucru**		
	uşor	**mijlociu**	**greu**
1 000	1.22	1.17	1.1
2 500	1.10	1.05	1.0
6 300	1.00	0.95	0.9
10 000	0.95	0.90	0.85
25 000	0.85	0.81	0.77

Tabelul 5.7

Metoda de danturare	**Raportul de transmitere**	
	100	400
Cuțit roată	2.2	1.7
Freză melc	2	1.6

c) Verificarea limitei termice

Datorită încărcării elementelor unei transmisii armonice, în timpul funcționării temperatura efectivă t_{ef} poate creşte peste nivelul termic admis de 85^0 C, care reprezintă limita impusă de utilizarea uleiurilor de transmisii.

Calculul de verificare se efectuează similar cu cel al transmisiilor cu roți dințate clasice şi constă în stabilirea inegalității:

$$t_{ef} \leq t_a \tag{5.29}$$

5.6. Randamentul transmisiilor armonice

În timpul funcționării unei transmisii armonice apar ***pierderi de energie*** de la elementul conducător la cel condus care au diferite *cauze*:

- frecarea dintre dinții în angrenare;
- frecarea în rulmenții deformatorului şi în celelalte lagăre;
- frecarea în cuplajul de legare a elementului flexibil la arborele de turație mică (la transmisia cu element flexibil rotitor) sau la carcasă (la transmisia cu element flexibil nerotitor);
- fenomenul de histerezis al materialului elementului flexibil şi inelului de rigidizare.

Evaluarea acestor pierderi au dus la stabilirea unor relații de calcul a randamentului; cea mai utilizată în cazul transmisiilor armonice functionând în regim de reductor are forma :

$$\eta = \frac{1}{\left(1 + 0.84 \cdot \frac{\mu_1}{\cos^2 \alpha}\right) \cdot \left(1 + \mu_2 \cdot \frac{d'}{D_E} \cdot i \cdot tg\alpha\right)} \tag{5.30}$$

în care: d' - diametrul căii de rulare a inelului interior al rulmentului deformatorului;

μ_1 - coeficientul de frecare convențional în angrenaj (cu valori între ***0,025*** şi ***0,04***);

μ_2 - coeficientul de frecare convențional în rulmentul deformatorului (ia valori între ***0,0045*** şi ***0,006***).

Pentru o **transmisie armonică** cu deformator simplu care funcționează ca **reductor** se obține η ***= 0,8...0,86*** şi η ***= 0,65 ... 0,7*** la ***transmisia multiplicatoare*** (valori recomandate).

Practic: η ***= 0,78 ... 0,88*** pentru rapoarte de transmitere i = 80 ... 250, valori care nu sunt egalate de nici un alt tip de transmisie cu o singură treapta (angrenaj melcat, reductor planetar cu una, două sau trei roți centrale).

Randamentul transmisiilor armonice depinde într-o măsură importantă de condițiile de angrenare.

5.7. Aplicații ale sistemelor de transmitere armonice

Construcțiile de **STA** se utilizează în regim de reductor de turație de la elementul de acționare, ca multiplicator al mişcării de rotație sau ca angrenaj diferențial. Schemele principiului de funcționare în cele trei ipostaze sunt reprezentate în fig. 5.33 în care s-au notat elementele constructive: *R* - elementul rigid, *E* - elementul flexibil, *D* - deformatorul.

Fiecare poziție este caracterizată de raportul propriu de transmitere calculat funcție de raportul turațiilor arborilor din construcția transmisiei armonice definit de:

$$i = n_{intrare} / n_{ieşire} \qquad (5.63)$$

Reductoarele de turație corespund funcțional schemelor din fig. 5.33 a, b, c cu următoarele caracteristici:

a *R* – fix, *D* – intrare, *E* – ieşire; raport de transmitere $-i$;

b *E* – fix, *D* – intrare, *R* – ieşire; raport de transmitere $-(i+1)$;

c *D* – fix, *E* – intrare, *R* – ieşire; raport de transmitere $\frac{i+1}{i}$.

Multiplicatoarele de turație au caracteristicile din fig. 5.35 d, e, f şi corespunzător caracteristicile:

d *D* – fix, *R*– intrare, *E*– ieşire; raport de transmitere $\frac{i}{i+1}$;

e *R* – fix, *E* – intrare, *D* – ieşire; raport de transmitere $-\frac{1}{i}$;

f *E* – fix, *R* – intrare, *D* – ieşire; raport de transmitere $\frac{1}{i+1}$.

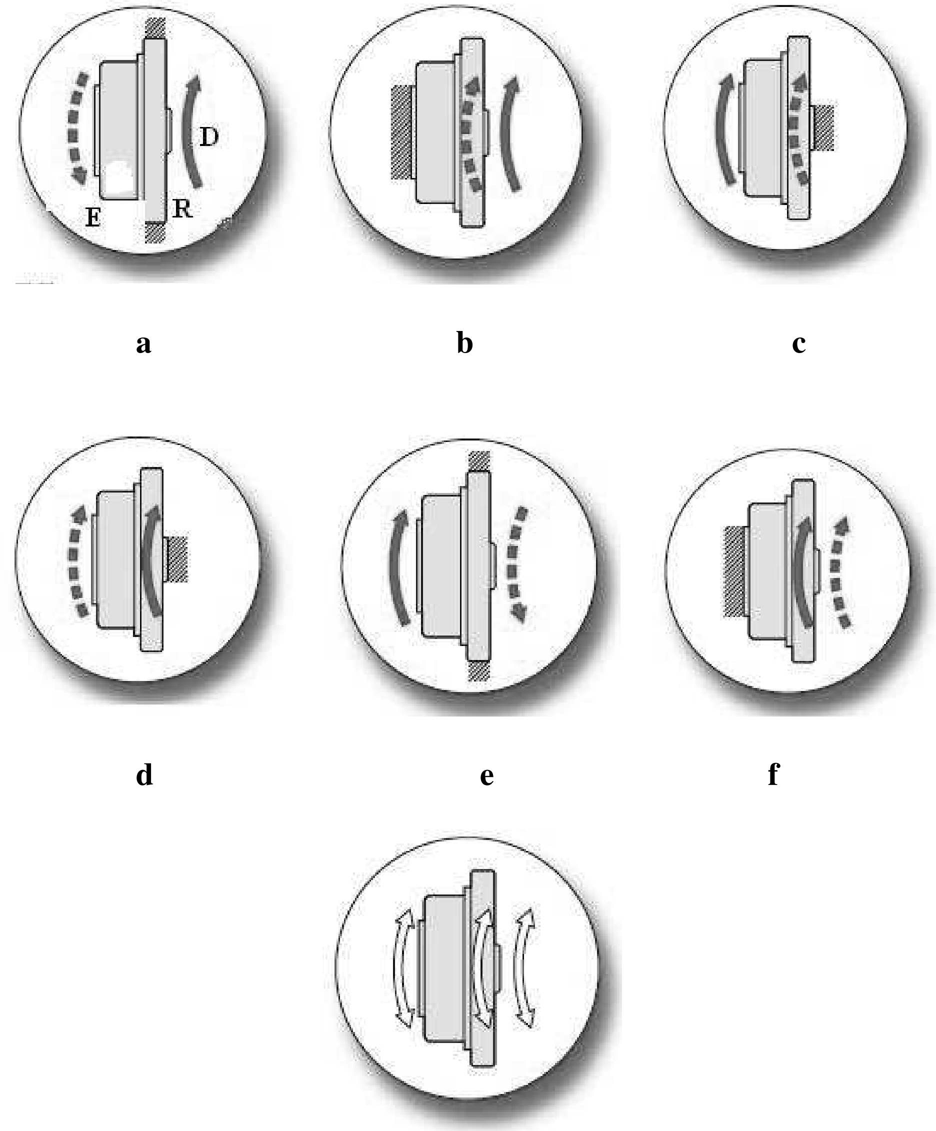


Fig. 5.33 Scheme de funcționare a **STA**

Funcțiile ***diferențial***e (fig. 5.33, g) pot fi obținute prin combinarea vitezelor şi sensului de rotație a celor trei elemente de bază a **STA**.

În construcţiile mecatronice, sistemele de transmitere armonice se regăsesc, cel mai des, sub formă de reductor.

O construcţie tipică de ***reductor de uz general*** este redată în fig. 5.34 unde s-au notat: *1* - arbore de intrare, *2* – flanşă, *3*- *4* – deformator tip camă fixat elastic pe *2*, *5* – element flexibil dinţat, *6* - element rigid dinţat, *7* – arbore de ieşire, *8* – carcasă, *9* – suport cu talpă.

Dimensiunile pentru această construcţie sunt standardizate funcţie de diametrul de divizare al elementului rigid pentru valori cuprinse între 14 şi 180 mm, iar raportul de transmitere $i = 72\ldots320$.

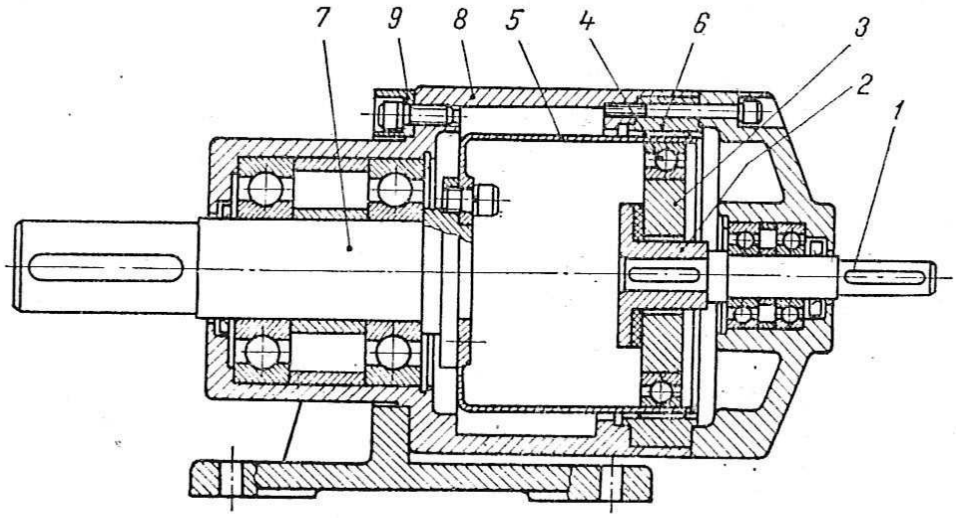


Fig. 5.34 Reductor armonic de uz general

Sistemul de transmitere armonic este înglobat în construcţia de ***motoreductoare*** (fig. 5.35), realizate de firme din Rusia, la care parametrul caracteristic este diametrul interior al elementului flexibil între 80 şi 160 mm, iar rapoartele de transmitere variază între 80 şi 250, puterea motorului finnd 0,25…1,5 kW la turaţia de 1500 rot/min.

Constructiv, se observă că deformatorul *2* este legat de arborele de intrare *1* prin bucşa dinţată *3*, iar elementul flexibil *4* de arborele de ieşire *5* prin caneluri. Pentru rapoarte de transmitere mai mari $i = 400...2500$ transmisia armonică din figura de mai sus este precedată de o treaptă de angrenaje (cu axe fixe sau planetare).

Pentru $i = 6400...100000$ se realizează reductoare în două trepte.

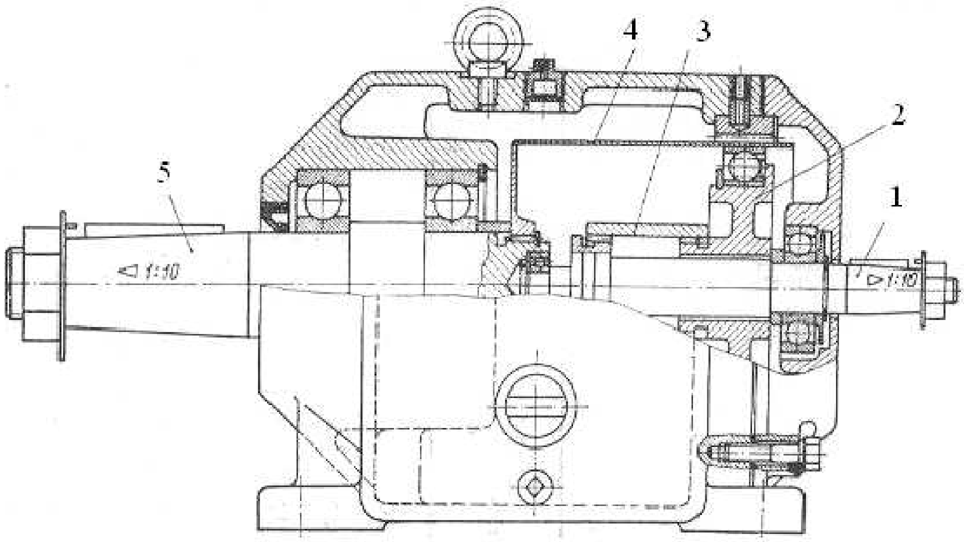


Fig. 5.35 Motoreductor armonic

În fig. 5.36 este reprezentat un motoreductor armonic format din motorul pas cu pas *1*, deformatorul *2*, dspus pe bucşa intermediară *3* fixată pe capătul arborelui motorului, elementul flexibil *4* nerotitor legat prin caneluri de inelele *5* şi *6* fixate pe carcasa *7*, elementul rigid dinţat *8* fixat pe arborele de ieşire *9* prin flanşa *10*.

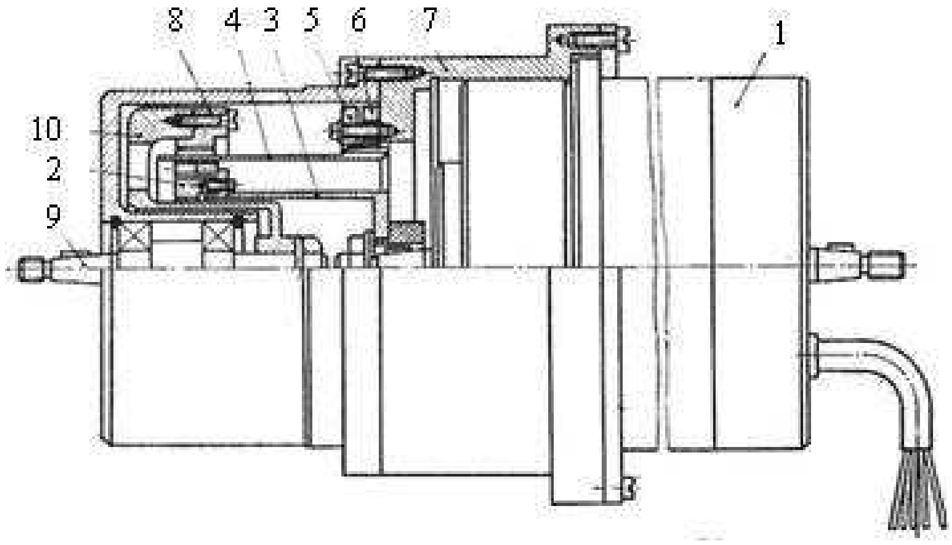


Fig. 5.35 Motoreductor armonic cu motor pas cu pas

Construcţia unui sistem de transmitere armonic cu deformator cu discuri incorporat într-un motoreductor combinat, la care prima treaptă este cu angrenaje cilindrice, este reprezentat în fig. 5.37 şi este utilizat la mecanismele de antrenare la sudarea recipienţilor mari.

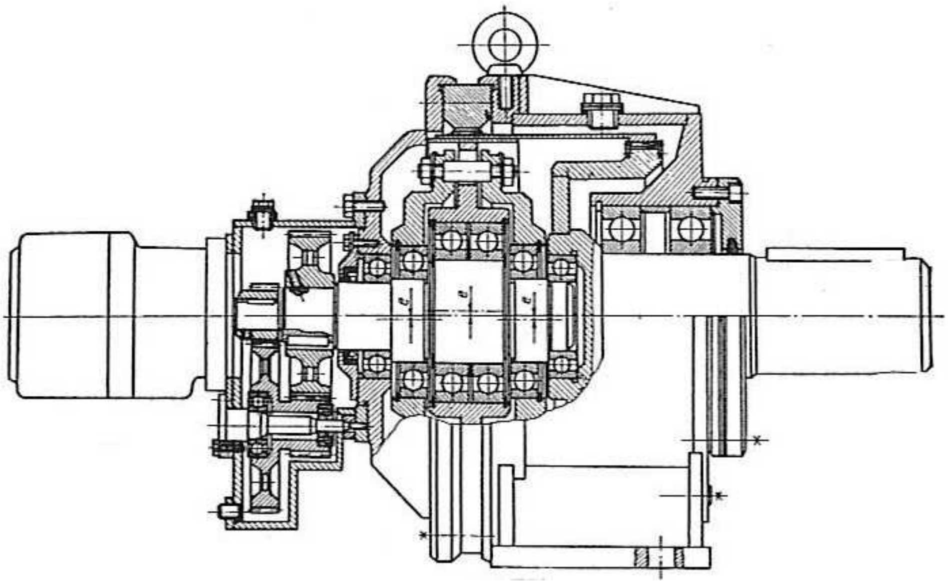


Fig. 5.37 Motoreductor în două trepte cu **STA** treapta de ieşire

Deoarece transmisiile cu element flexibil prins într-o singură parte nu asigură repartizarea uniformă a sarcinii pe lungimea dinţilor, neajuns aceentuat în cazul puterilor mari de transmis şi rapoarte $b/D_E \geq 0{,}3$, s-adoptat soluţia constructivă din fig. 5.38 care are elementul rigid dinţat format dintr-un grup de discuri subţiri *2* dispuse pe braţele *a* ale flanşei arborelui *4*. Braţele *a* şi elemental flexibil *3*, fixat la carcasă, trebuie să aibă rigidităţi egale.

Ungerea reductorului se realizează forţat: între deformatorul de tip camă şi elementul flexibil se introduce ulei în regim hidrodinamic.

Un exemplu de reductor armonic cu deformator dublu este arătat în fig. 5.39 cu următoarele elemente constructive: *1* - deformator, *2, 3* – rumenţi, *4* – element flexibil, *5* – element rigid dinţat fix, *6* - element rigid dinţat mobil solidar cu arboreal de ieşire.

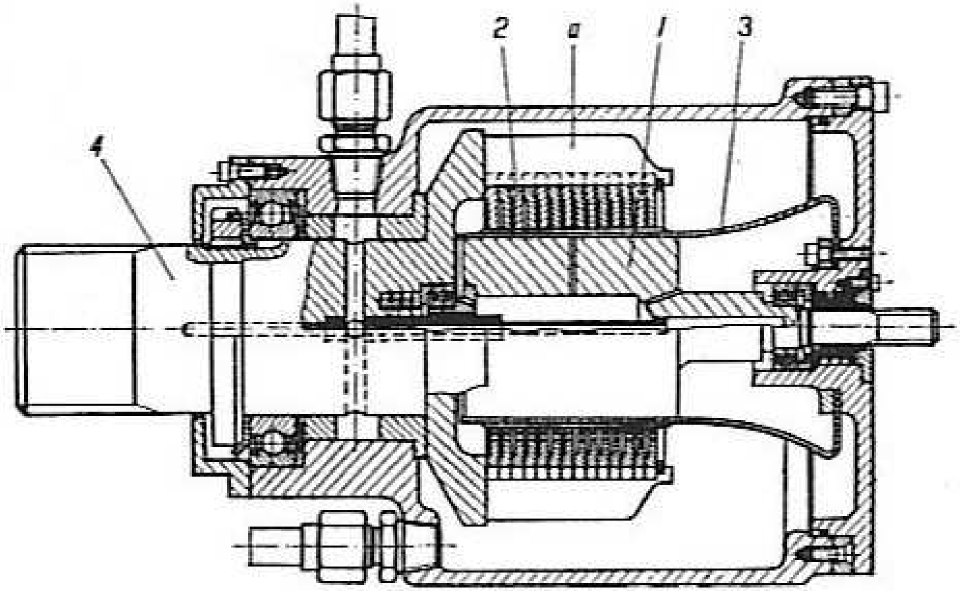


Fig. 5.38 Reductor armonic cu elementul rigid sub formă de discuri

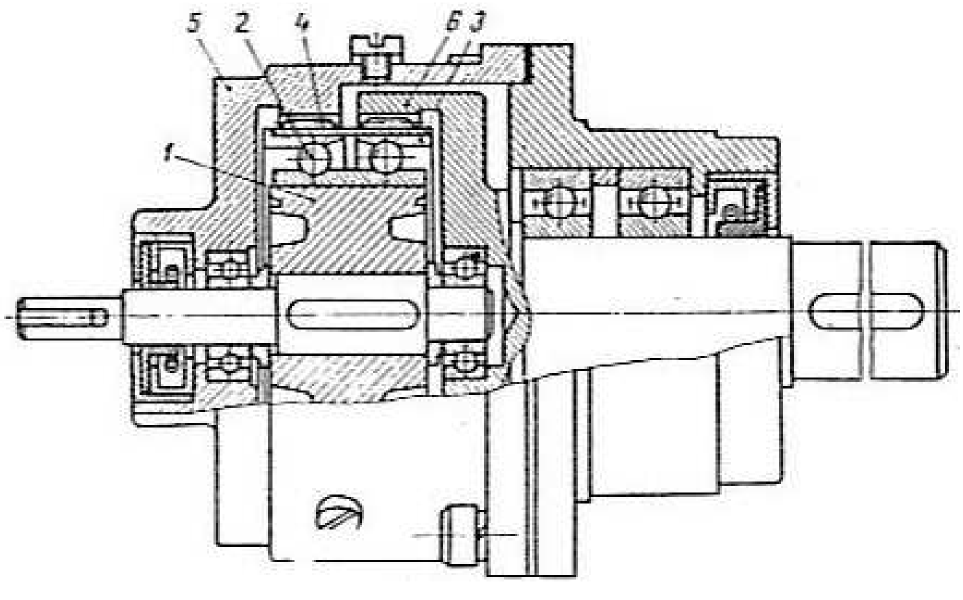


Fig. 5.39 Reductor armonic cu deformator dublu

Dintre ***transmisiile armonice cu deformatoare planetare*** în fig. 5.40 este prezentat un motoreductor cu deformator planetar cu role de fricţiune, cu notaţiile: *1* - motor, *2* - bucţă, *3* - role-sateliţi, *4* - separator, *5* – element flexibil (din material plastic), *6* – inel metalic de rigidizare, *7* – element rigid dinţat (corp comun cu carcasa reductorului).

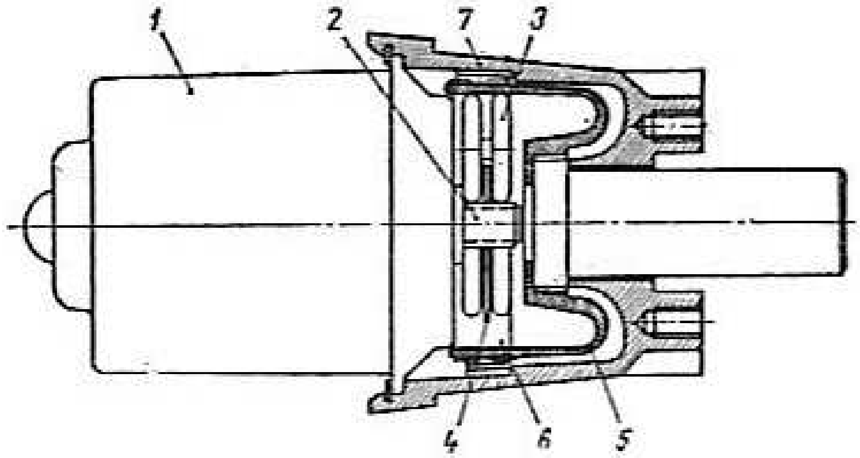


Fig. 5.40 Motoreductor cu deformator planetar

Experienţa în proiectarea şi producerea angrenajelor armonice a fost utilizată pentru realizarea unei transmisii revoluţionare noi, ***transmisia armonică planetară*** care utilizează o roată inelară nerigidă pentru a atinge un joc între flancuri zero.

Schema cinematică a sistemului de mai sus arată ca în fig. 5.41 în care roata inelară este proiectată pentru a permite o mică deformaţie radială, suficientă pentru asigurarea unei preincărcări între roată şi sateliţi care reduc spaţiul între elementele angrenajului permiţând nivele ale jocului dintre dinţi de 1’ sau mai puţin. Odată cu uzarea dinţilor angrenajului, această deformaţie radială acţionează ca un arc rigid să compenseze spaţiul dintre dinţi care altfel ar cauza creşterea jocului între dinţi. Aceasta crează şi menţine jocul la nivel foarte coborât, cu rigiditate torsională şi randament ridicate.

Reprezentarea spaţială şi secţionată a transmisiei armonice planetare se vede în figura 5.42 cu evidenţierea celor trei elemente componente similare transmisiei armonice clasice.

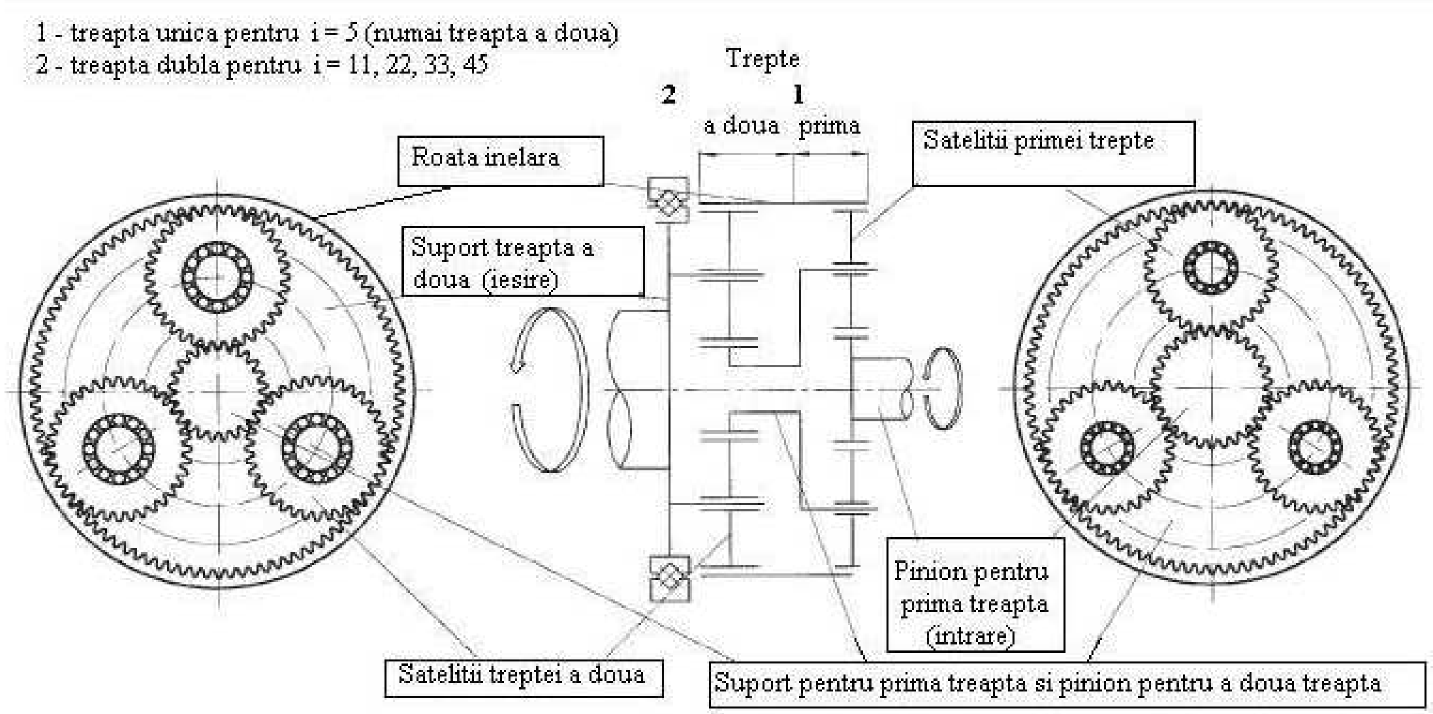


Fig. 5.41 Schema transmisiei armonice planetare

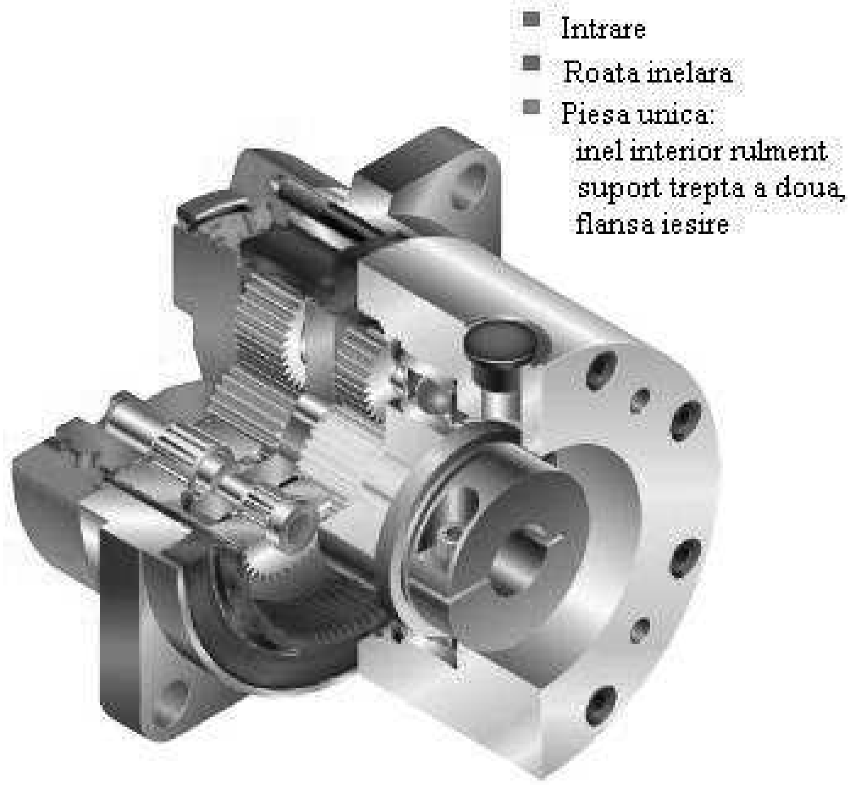


Fig. 5.42 Reductor armonic planetar

Transmisia armonică diferențială permite defazarea dinamică a elementelor dințate aflate în rotație. Aranjamentul acestora (fig. 5.43) este similar cu cel din interiorul unui mecanism de transmitere cu rostogolire având un arbore motor (intrarea) şi ieşirea care se rotesc cu un raport al angrenajului, iar defazarea relativă poate fi schimbată dinamic prin rotirea arborelui motor.

Raportul de transmitere variază între 80 şi 160, iar relațiile pentru reglarea dinamică sunt:

- pentru viteză: $$n_{iesire} = n_{\text{int}\,rare} \pm \frac{n_{transmisie}}{i+1} \qquad (5.64)$$

- pentru moment: $$T_{transmis} = \frac{T_{iesire}}{0{,}5 \cdot i} \qquad (5.65)$$

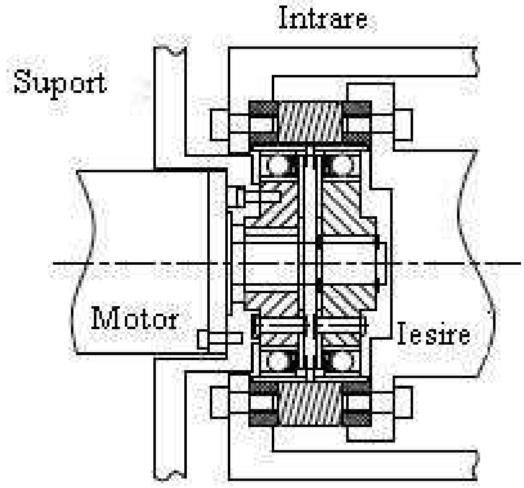


Fig. 5.43 Transmisie armonică diferențială

Actuatorii armonici sunt o împachetare integrală constând dintr-un encoder, servomotor şi o transmisie armonică danturată de precizie care pot asigura mişcare precisă şi capacitate de torsiune mare.

În practică se utilizează **STA *miniaturale*** (fig. 5.44) la care dimensiunile arborilor sunt între 5 şi 14 mm, iar rapoartele de transmitere variază de la 30 la 100.

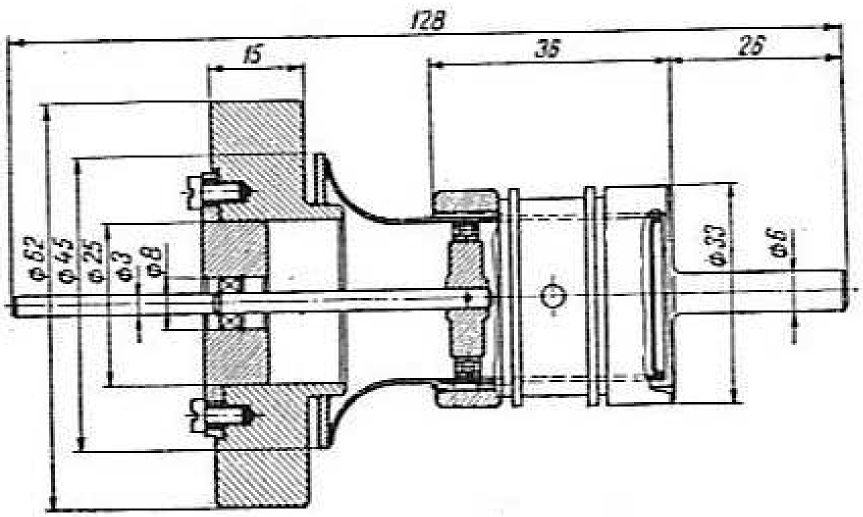


Fig. 5.44 Minitransmisie armonică etanşă

Pentru acţionarea prin pereţi etanşi (în industria chimică, nave cosmice, etc.) se realizează **STA** etanşe cum sunt construcţiile din fig. 5.44 şi 5.45. Etanşarea se realizează prin elementul flexibil fixat pe corpul recipientului în care se acţionează.

La transmisia din fig. 5.45 deformatorul *1* este de tipul cu discuri, iar arboreal de intrare este rezemat numai pe un rulment *3*. Elementul rigid dinţat *4* este aşezat în rulmenţii *5* pe consola *6*.

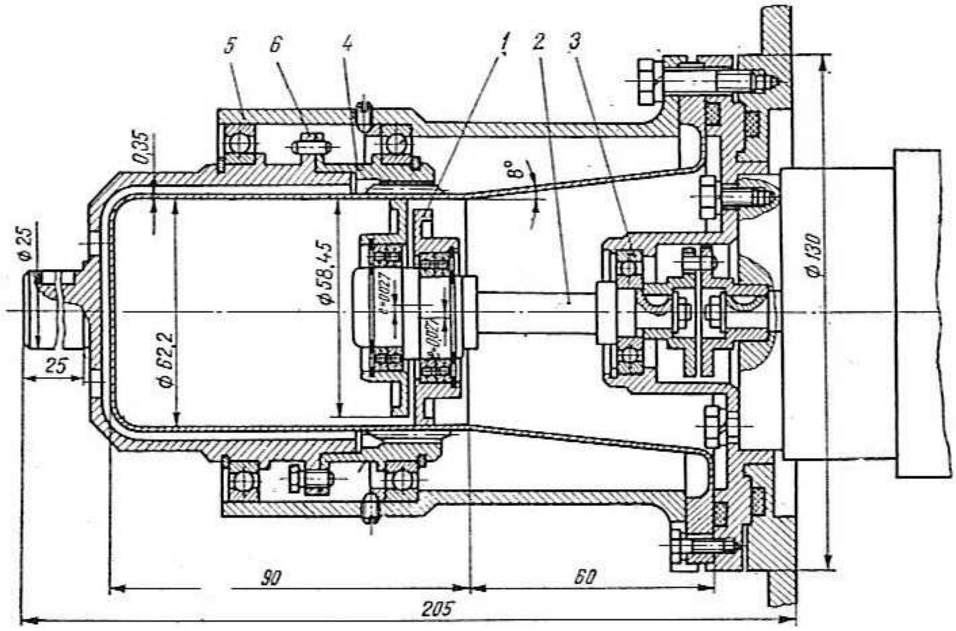


Fig. 5.45 Transmisie armonică etanşă

Îmbunătăţirea performanţelor angrenajelor armonice s-a realizat prin proiectarea asistată de calculator a unui ***profil sofisticat*** (ne-evolventic) al dintelui, aşa numitul „***profil în S***” reprezentat în fig. 5.46 (pentru rapoarte de transmitere mai mici ca 30:1), cu beneficii neegalate de angrenajele armonice convenţionale şi anume dublarea momentului, durabilităţii şi rigidităţii cu menţinerea preciziei, randamentului şi jocului dintre dinţi.

La profilele tradiţionale numai 15 % din numărul total al dinţilor sunt în contact, în timp ce pentru noul profil peste 30%. Creşterea

numărului de dinți în angrenare duce la o creştere cu 100% a rigidității torsionale în gama momentelor mici şi medii.

Prin analiza matematică a cinematicii angrenării dintelui cu ajutorul calculatorului s-a constatat că unghiul de angrenare s-a dublat, iar prin mărirea razei de racordare la baza dintelui se reduce concentrarea de tensiuni, se dublează limita de oboseală şi creşte momentul maxim transmis. În plus o regiune mai mare de angrenare a dintelui conduce la o încărcare mai mare a rulmentului deformator, ceea ce face ca durabilitatea angrenajului să crească de mai bine de două ori (L_{50} creşte de la 15000 ore la 35 000 ore).

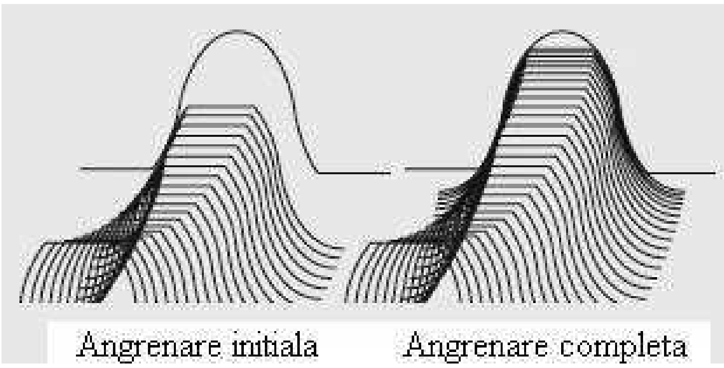


Fig. 5.46 Profilul îmbunătățit al dintelui STA

După cum rezultă din analiza cu element finit în combinație cu CAD, noua formă a dintelui unei transmisii armonice contribuie la reducerea cu 50% a dimensiunilor ansamblului față de proiectarea originală. Reducerea mărimii **STA** permite integrarea unității armonice direct în aplicații de transmisie de putere, automatizare şi robotică., ceea e micşorează mărimea produsului final şi greutatea, elemente de proiectare importante în aproape toate tipurile de echipamente.

O caracteristică funcțională importantă pentru aplicațiile care utilizează **STA** este aceea că, deşi elementul flexibil se deformează în timpul funcționării, *distrugerea prin oboseală nu este o problemă*, deoarece tensiunile sunt mult sub limita de rezistență a materialului. Durata de funcționare a transmisiei este determinată de durabilitatea rulmenților deformatorului. Durabilitatea dintelui roții depăşeşte

durabilitatea rulmentului, atâta timp cât angrenajul este montat corect şi lubrifiat şi nu se depăşesc limitele de moment şi viteză.

De asemenea, **STA** determină un *joc între flancuri* mic sau zero, chiar după mii de ore de funcţionare. Aceasta deoarece 10% până la 30% din dinţii roţii sunt în angrenare permanent (ex.: pentru un sistem cu raportul de transmitere 100:1 20 până la 60 de dinţi sunt totdeauna în contact). Spre deosebire de acesta, posibil 6 dinţi angrenează la un sistem de transmitere planetar şi numai 1-2 dinţi la un sistem de transmitere cu roţi dinţate. În plus ambele părţi ale flancului fiecărui dinte sunt în angrenare.

Deoarece jocul dintre flancuri este definit ca diferenţa între spaţiul dintre dinţi şi lăţimea dintelui, acesta este zero la transmisia armonică. Jocul dintre dinţi zero şi precizia de poziţionare, mai mare ca 1,5 minute de arc, face ca aceste sisteme de angrenaje să fie ideale pentru robotică şi echipamente de automatizare uzinale.

STA au de asemenea randament ridicat (gama standard între 80% şi 90%, măsurând pierderile efective de la arbore la arbore, nu pierderile datorate contactului dintre dinţi) şi sunt precise (cu unele modele poate fi obţinută o precizie de poziţionare de ±30 secunde de arc).

Aceste caracteristici fac transmisiile armonice ideale pentu robotică. **STA** cu arbore găurit permite utilizarea cablurilor şi liniilor aeriene de conectare cu efectorii finali prin centrul roţii, care reduce dimensiunea transmisiei.

STA sunt de asemenea utilizate la mesele în coordonate, maşini de tipărit, echipamente medicale de afişare a imaginilor şi echipamente de fabricare a semiconductorilor.

Domeniile cu aplicaţii ale sistemelor de transmitere armonice

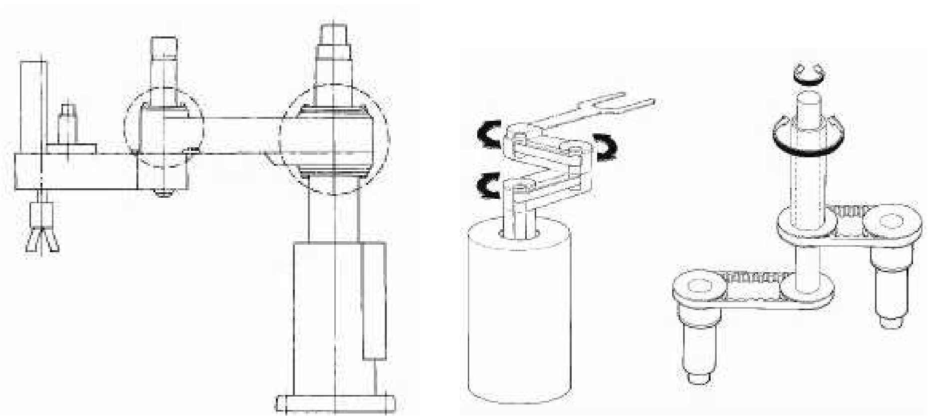
- **Robotică** **-** beneficii ale **STA**:



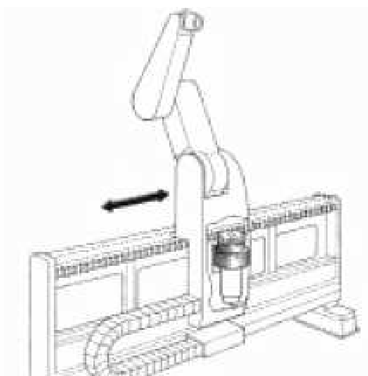
- joc între flancuri
- precizie de poziţionare ridicată;
- nivel scăzut de vibraţii;
- construcţie compactă**;**
- greutate

redusă contribuie la greutatea minimă a brațului robotului,

- se utilizează pentru oricare axă a robotului;
- articulații la roboți mici;
- sisteme de manipulare în vid a semiconductorilor.



a b c



d

Fig. 5.47 Axe primare pentru roboți

Exemple de construcții din componența roboților care conțin sisteme de transmitere armonice sunt reprezentate în fig. 5.48...5.50.

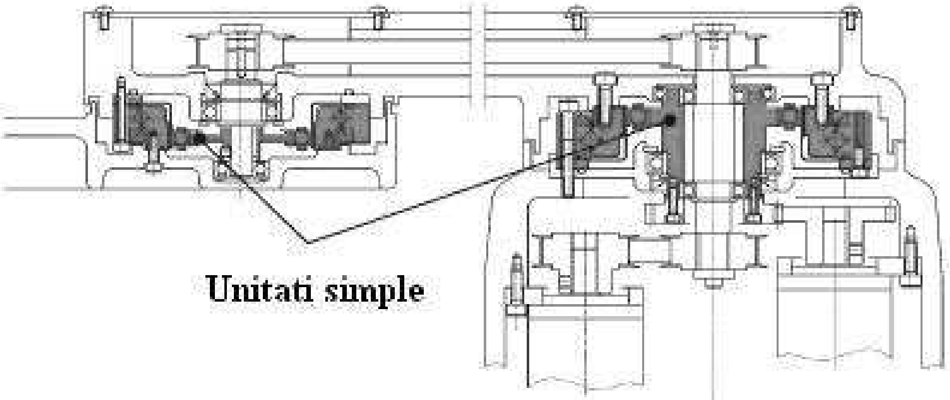


Fig. 5.48 Sisteme de realizare a mişcărilor de rotație la roboți

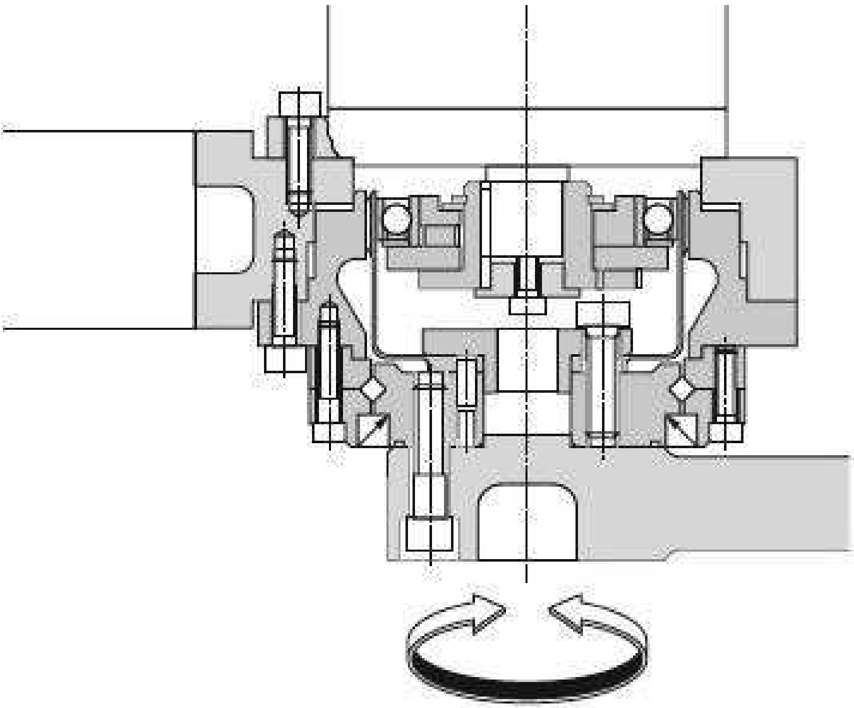


Fig. 5.49 Robot cu braț orizontal

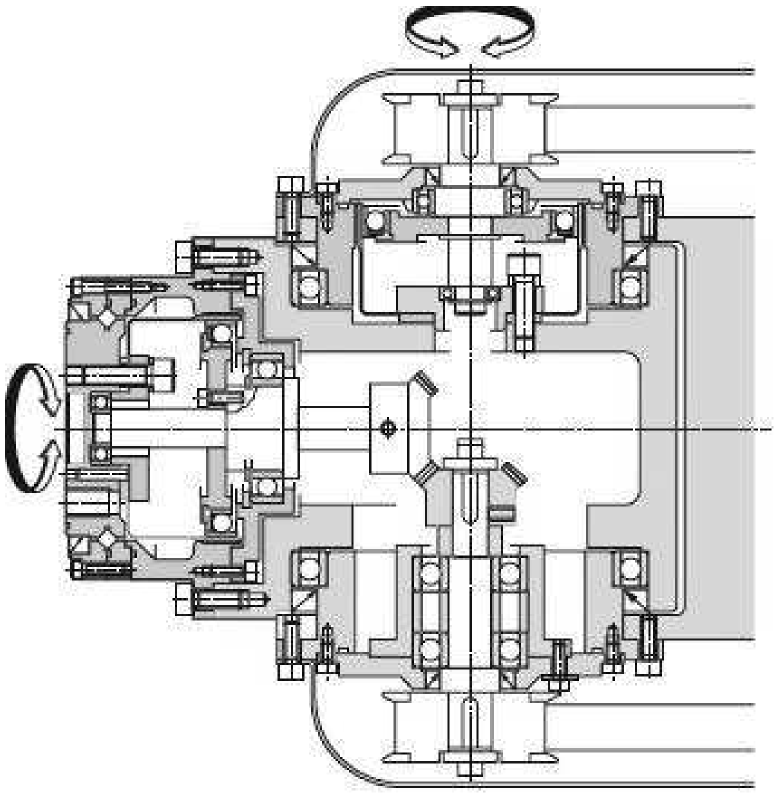
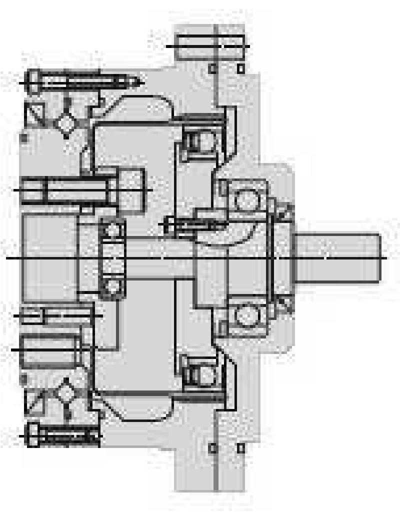


Fig. 5.50 Robot multiarticulat



Sisteme de transmitere armonice se utilizează atât ca unităţi de intrare (fig. 5.51), cât şi de ieşire (fig. 5.52) pentru una sau două axe de rotaţie din diferite tipuri de construcţii din aplicaţiile mecatronice.

De asemenea **STA** intră în componenţa unităţilor de conectare directă la servomotor, cu aplicaţii la automobile, echipamente sport, jocuri mecanice, aparate casnice, etc. ca în fig. 5.53.

Fig. 5.51 Unitate intrare

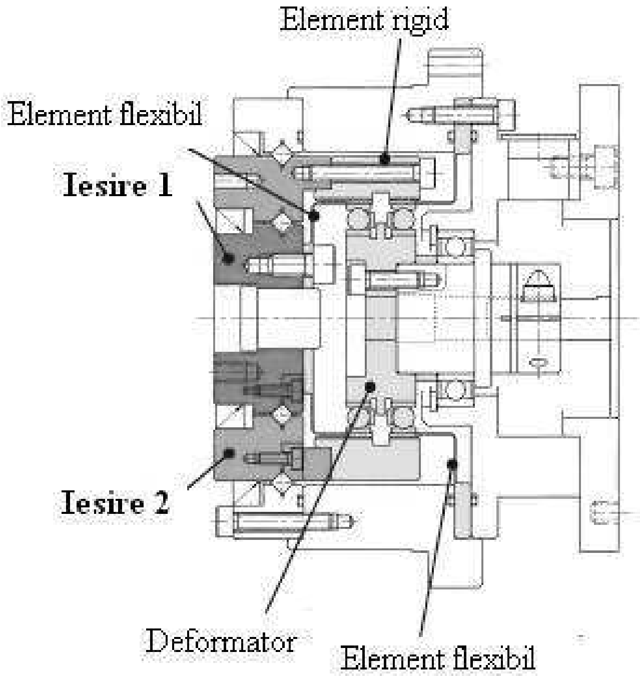


Fig. 5.52 Unitate de ieşire cu două axe

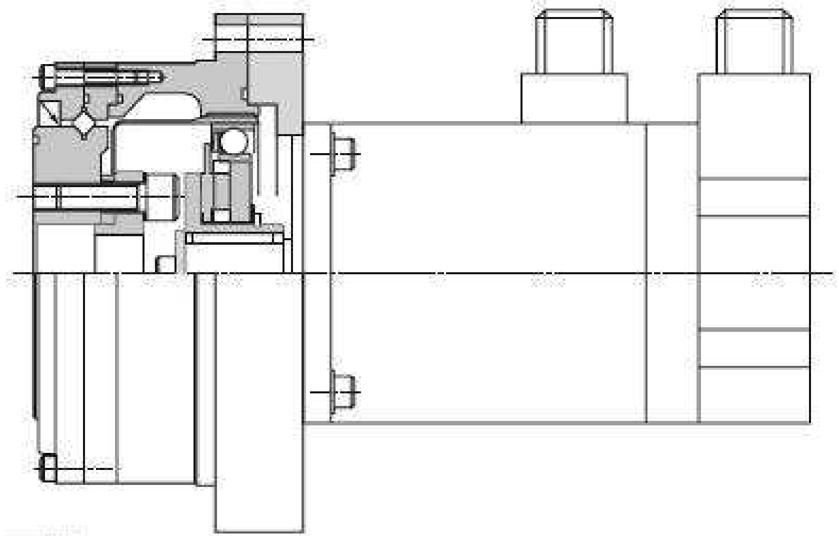


Fig. 5.53 Conexiune directă la servomotor

- **Maşini-unelte - STA** permit controlul precis al mişcărilor:
  - pentru axele de poziționare;
  - pentru schimbarea sculelor;



Fig. 5.54. Magazie de scule

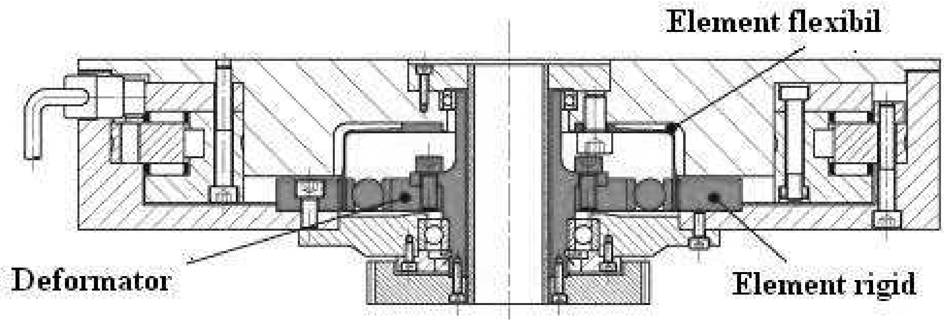


Fig. 5.55 Masă rotativă

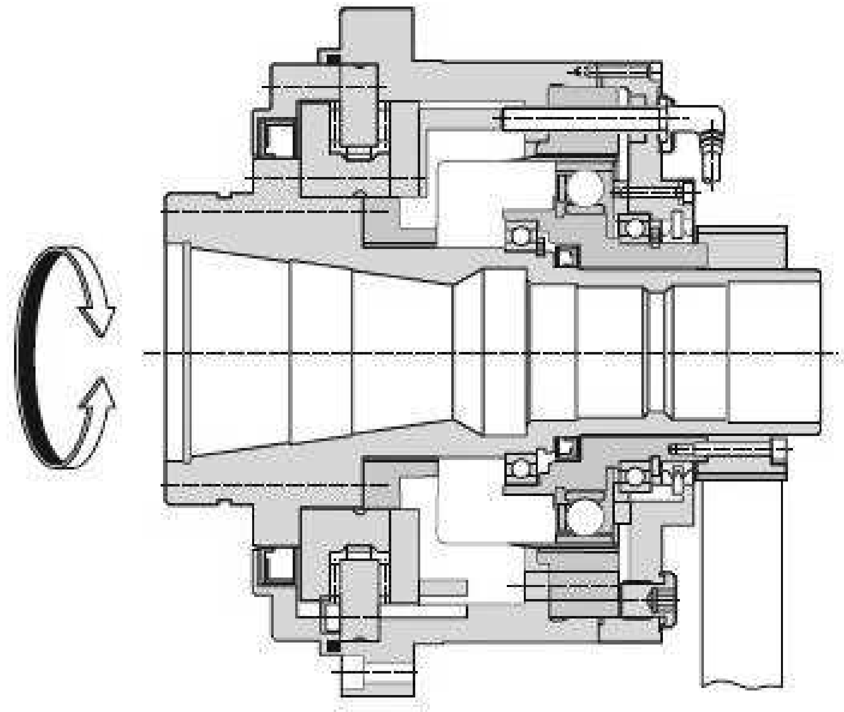
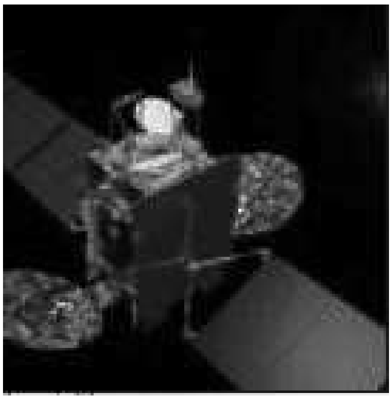


Fig. 5.56 Schimbător de scule

- **Echipamente medicale –** aplicații care utilizează **STA** includ:
  - paturi de spital;
  - echipamente de reabilitare;
  - macarale pentru scanere MRF/Cat.

- **Echipamente aerospațiale – STA** sunt utilizate pentru:
  - conducerea mişcării
  - poziționare
  - control cu precizie
  - centrare;
  - vehicule selenare;
  - telescoape;
  - giroscoape pentru busolă;
  - instrumente ştiințifice;
  - sateliți pentru:

- comunicații
- supraveghere militară
- meteo



- antene



- **Echipamente terestre** utilizează **STA** pentru:
  - rotire şi înclinare cu precizie;
  - reglare;
  - deschidere-închidere;
- antene de dimensiuni mari:
  - staționare
  - mobile
- sisteme radar:
  - civile;
  - militare;
- ferestre mobile;

- panouri solare;
- trape;
- uşi glisante.

- **Echipamente din componenţa maşinilor şi utilajelor industriale**
  - încărcare-descărcare (fig. 5.57).

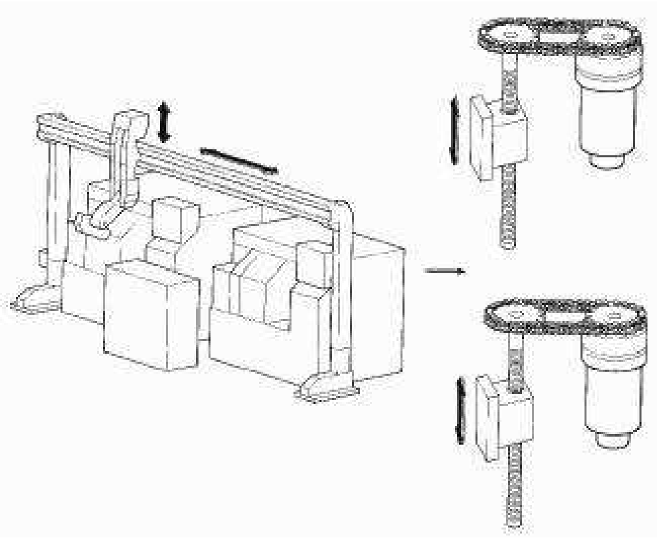


Fig. 5.57 Echipamente de încărcare-descărcare



Fig. 5.58 Echipament de prelucrare semiconductori